1 Einleitung und Grundlagen

Wenn in den Fachkreisen der Kraftfahrzeugtechnik über Pkw geredet wird, werden die Wörter wie Mobilität, Antriebsleistung, Verbrauch, Umweltschutz, Fahrzeugklasse, Karosserie, Sicherheit, Fahrkomfort, Fahrdynamik und immer häufiger Elektrik/Elektronik benutzt. Aktuell sind auch die Begriffe wie *aktive Systeme, X-by-wire, Fahrerassistenz, Regelsysteme, Hybridantrieb, Agilität, Infotainment*.

Das Fahrwerk spielt dabei die wesentlichste Rolle, wenn es um Fahrsicherheit, Fahrkomfort, Fahrdynamik und Agilität geht. Elektronische Regelsysteme, wie X-by-wire, Fahrerassistenz, Aktivsysteme findet man mit einem immer steigenden Anteil im Fahrwerk integriert.

Das Gesamtfahrzeug besteht traditional aus drei Hauptgruppen: Antrieb, Fahrgestell und Aufbau. Der Antrieb sichert mit den Elementen des Antriebsstrangs den Vortrieb des Fahrzeugs. Der Aufbau bietet Platz für Personen und Gepäck. Das Fahrgestell sorgt für deren Beförderung bzw. Mobilität, obwohl heute durch die tragenden Karosseriestrukturen das Fahrgestell alleine nicht mehr alle für das Fahren wichtigen Komponenten umfasst. Nur noch bei Pickups und Geländefahrzeugen ermöglicht der Chassisrahmen ein fahrbereites Fahrgestell (**Bild 1-1**).

Das Fahrgestell hat Karl Blau 1906 wie folgt beschrieben: „Das Fahrgestell baut sich aus den Wagenrädern mit dem federnd aufgesetzten Stahlrahmen auf, der den Motor mit allem Zubehör für die Übertragung und den regelmäßigen Betrieb aufnimmt“ [1].

Neben Antrieb und Aufbau gehört das Fahrwerk zu den Hauptbestandteilen des Autos und besteht aus Räder, Radträger, Radlager, Bremse, Radaufhängung, Achsträger, Federung inkl. Stabilisator, Dämpfung, Lenkgetriebe, Lenkgestänge, Lenksäule, Fußhebelwerk, Aggregatelagerung, Seitenwellen, Achsgetriebe und Fahrwerkregelsysteme (**Bild 1-2**). Diese umfassen in der Grundausstattung eines Mittelklassenfahrzeuges ca. 20 % des Gesamtgewichtes und beanspruchen ca. 15 % der Herstellkosten [2] (**Bild 1-3**).

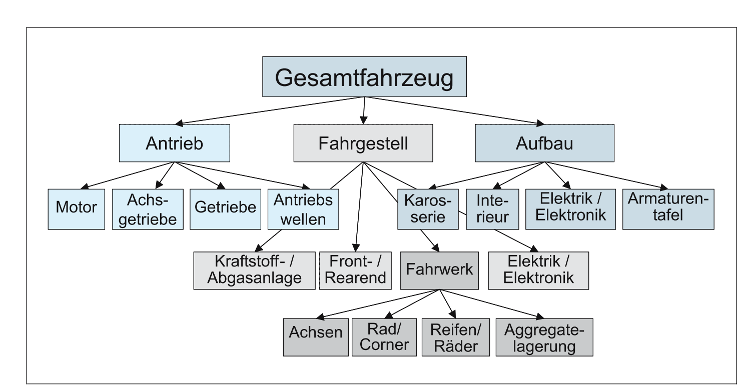


Bild 1-1: Hauptbaugruppen des Gesamtfahrzeugs

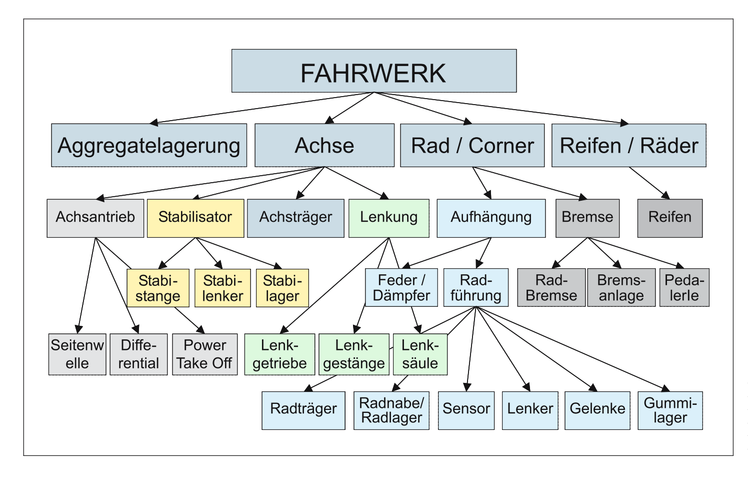


Bild 1-2: Bestandteile eines modernen Fahrwerks

Das Fahrwerk ist die Verbindung des Fahrzeugs zur Straße und realisiert alle Hauptfunktionen, die zum Führen des Fahrzeuges erforderlich sind: Antriebsmoment auf die Fahrbahn übertragen (Fahrwiderstand überwinden, Beschleunigen), Bremsen, Kupplung und Gasbetätigen, Lenken, Federn und Dämpfen.

HERSTELLER	Volvo	Ford	Ford	Toyota	Durchschnitt		
MODELL	S80	Taurus	Mondeo	Camry	kg	%	
Karosserie	301	286	276	299	291	20	
Türen	90	111	97	102	100	7	
Glassscheiben	55	56	36	45	48	3	
Stoßstangen	31	31	28	23	28	2	
Sitze	78	69	72	59	69	5	
Cockpit	48	52	40	49	47	3	AUFBAU
Zwischensumme	604	604	550	577	584	39,4	
Fahrwerk	233	180	191	187	198	13	
Räder + Reifen	94	92	87	97	93	6	FAHRWERK
Zwischensumme	326	272	279	285	290	19,6	
Motor	167	157	156	137	154	10	
Getriebe	101	103	86	89	95	6	
Antriebswellen	14	13	16	15	14	1	
Auspuff	38	30	40	26	34	2	
Tank	80	63	56	70	67	5	ANTRIEB
Zwischensumme	400	366	355	336	364	24,5	
Klimaanlage	28	29	26	27	28	2	
Elektrik	57	49	40	46	48	3	AGGREGATE
Zwischensumme	85	77	66	73	75	5,1	
Andere	196	210	115	157	170	11	SONSTIGES
Zwischensumme	196	210	115	157	170	11,4	
TOTAL kg	1611	1530	1365	1428	1483	100	

Bild 1-3: Gewichtsverteilung der Hauptbaugruppen ausgewählter Pkw-Modelle (Modelljahr 2000)

Das vorliegende Buch ist konzipiert als wissenschaftliches Handbuch für die Fachleute aus dem Fahrwerkbereich sowie für Lehrende und Studierende an den Hochschulen. Es geht nicht zu tief in Theorie und Grundlagen, dafür behandelt es alle wissenschaftlichen Aspekte des letzten Stands der Technik mit Betonung auf Aktualität und Innovationen und gibt einen Ausblick auf das Fahrwerk der Zukunft.
Als Grundlagen werden im Kapitel 1 zuerst das Fahrwerk, die Konzepte und Auslegung beschrieben. Dann werden sehr ausführlich alle Aspekte der „Fahrdynamik" (Kapitel 2) dargestellt.
Im Kapitel 3 „Bestandteile des Fahrwerks", das den größten Teil des Buches ausmacht, werden alle Systeme, Module und Komponenten beschrieben: Achsantrieb, Bremse, Lenkung, Federung, Dämpfung, Radführung, Radträger, Radlager, Reifen und Räder.
Den „Achsen" und dem „Fahrkomfort" sind die beiden folgenden Kapiteln 4 und 5 gewidmet.
In Kapitel 6 „Fahrwerkentwicklung" werden Prozesse der Produkt-Entstehungsphasen für das Fahrwerk beleuchtet – von der Planung, Entwicklung, virtuellen Simulation, reeller Validierung, Projektmanagement bis hin zur Serieneinführung. Direkt oder indirekt beinhalten alle Fahrwerkmodule schon heute Elektronik, die in jedem Fahrwerkbestandteil und ausführlich in Kapitel 7 „Systeme im Fahrwerk" übergreifend behandelt wird. Mit dem Kapitel 8 „Fahrwerktechnik der Zukunft" schließt das Buch.

1.1 Geschichte, Definition, Bedeutung

1.1.1 Entstehungsgeschichte

Die Geschichte des Fahrwerks und des Fahrzeuges beginnt vor über 6000 Jahren mit der Erfindung des Rades. Das Rad gilt als eine der wichtigen Erfindungen der Menschheit. An Prunkwagen der Sumerer (2700 v. Chr.) befanden sich vier geteilte Scheibenräder mit metallischem Reif, die drehbar auf den zwei festen *Achsen* befestigt waren (**Bild 1-4**). Der Metallreif sollte die Lebensdauer des Rades erhöhen. Die Radlager waren mit tierischem Öl oder Fett geschmiert. 1800 bis 800 v. Chr. wurden die ersten *Lenkungen* an der Vorderachse bekannt; sie war nicht mehr fest, sondern an ihrem Mittelpunkt drehbar mit dem Wagenkasten befestigt.



Bild 1-4: Prunkwagen der Sumerer 2700 v. Chr.

Die Römer trennten den Wagenkasten vom Fahrgestell um den Komfort zu steigern. Sie befestigten den Wagenkasten, die spätere Karosserie, mit Ketten oder mit Lederriemen hängend am Fahrgestell um die Stöße von der Fahrbahn zu reduzieren [3]. Somit entstand die erste *Aufhängung*. Die ersten *gefederten* Wagen mit *Lenkung* und *Bremsen* entstanden im zehnten Jahrhundert in Mitteleuropa (**Bild 1-5**); Blattfedern dienten als Federungselement, ein an einer Kette hängender Bremsschuh am Rad als Bremse und die in der Mitte drehbar gelagerte Achse als Mühlenlenkung. Damit war die Fahrzeugmasse in einem *gefederten* und einem *ungefederten* Anteil getrennt; erste Voraussetzung, um die Geschwindigkeit der Wagen über 30 km/h zu erhöhen.



Bild 1-5: Pferdekutsche mit Aufhängung, Federung, Bremse und Lenkung

Der Fahrkomfort konnte im 18 Jahrhundert durch die Eigendämpfung der elliptischen Blattfederpakete weiter verbessert werden; die Reibung zwischen den Blättern wirkte als Schwingungsdämpfer. Die Blattfeder übernahmen auch die Aufgabe der Längsführung; damit waren die schweren Stützbalken zwischen den Achsen nicht mehr notwendig.
Nach dem Untergang des Römischen Reiches wurden die befestigten Wege stark vernachlässigt. Das war wohl mit ein Grund dafür, dass zu Beginn des 19. Jahrhunderts Fahrzeuge mit schweren Dampfantrieben wirtschaftlich nur auf Schienenwegen zu betreiben waren. Erst mit dem Bau eines befestigten Straßennetzes (*Fahrbahn*) in England durch MacAdam, mit dem Einsatz von Speichenrädern durch Walter Hancock (1830) und die Einführung von *Luftreifen* durch John Boyd Dunlop (1888), basierend auf einer Erfindung von Robert William Thomson (1845), waren die Voraussetzungen für komfortables und schnelles Fahren auf der Strasse geschaffen.
Eine andere Erfindung von 1816 ist die Achsschenkellenkung, ein Patent von Georg Lankensperger, Kutschenbauer aus München und sein Lizenznehmer in London, Rudolph Ackermann [4, 5]. Sie ermöglichte, dass sich beim Lenken nicht die gesamte Achse, sondern nur die Räder mit eigenem beweglichem Bolzen drehten. Durch die Verbindung der gelenkten Räder mit einem Gestänge, erhielt jedes Rad einen eigenen Steuerwinkel und somit schneiden sich die Drehachsen der beiden Räder. Dieses Prinzip ist als „*Ackermann-Prinzip*“ immer noch ein wichtiger Parameter für die Lenkungsauslegung (**Bild 1-41**).
Im 18. Jahrhundert kamen erste Fahrzeuge mit einem eigenen Antrieb durch Dampfmaschinen auf die Straße (1769 Nicolas Joseph Cugnot, 1784 James Watt, 1802 Richard Trevithick) mit zum Teil fortschrittlichen Fahrwerken. Diese erste Art des mobilen Fortbewegens mit eigenem Antrieb auf der Fahrbahn war jedoch nicht das Vorbild für die Automobile mit einem Verbrennungsmotor. Erst nach der Erfindung des Gasmotors 1860 durch Étienne Lenoir und dessen Weiterentwicklung zum Viertakter (1876 August Otto, Gottlieb Daimler, Wilhelm Maybach) und dem Einsatz von Petroleum als Kraftstoff [6] (erster schnell laufender Benzinmotor) durch Daimler im Jahr 1883, war es Karl Benz möglich, im Oktober 1885 das erste selbst fahrende Fahrzeug mit Verbrennungsmotor als Urvater heutiger Automobile zu bauen (**Bild 1-6**), für welches am 29. Januar 1886 das Patent erteilt wurde.
Die Autopioniere haben, wie vieles andere auch, das Fahrwerk zuerst unverändert aus dem Kutschenbau übernommen: Speichenräder mit Flachbettfelge und Wulstreifen, Kuhschwanzlenkung, elliptische Blattfederung, Klotzbremsen, Lederriemenstoßdämpfer und Starrachsen. Aber schon bald veränderte sich das Aussehen und orientierte sich zunehmend an der Funktion schnell fahrender Automobile.



Bild 1-6: Das erste Automobil (Karl Benz 1885)

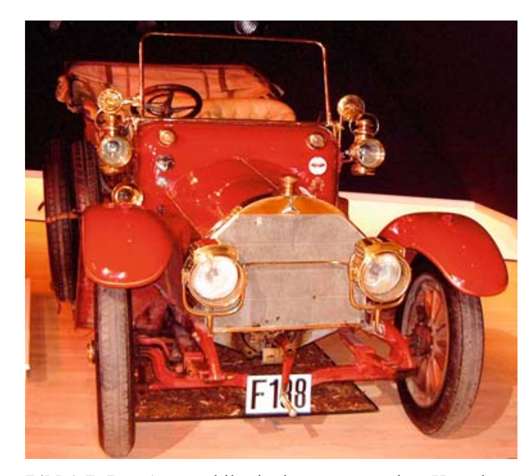


Bild 1-7: Das Automobil mit eigenem, von dem Kutschenimage abgekoppelten Aussehen (Mercedes 1910)

Es entwickelte sich ein Antriebsstrang und eine Fahrwerksanordnung ähnlich dem heutigen Standardantrieb, wie z.B. der Mercedes F 188 aus dem Jahr 1910 zeigt. (**Bild 1-7**).
Die Entwicklungsgeschichte des Fahrwerks ist eng verbunden mit dessen Trennung der Funktionen, die vorher durch dieselben Bauteile erfüllt wurden [7]:

- Trennung der Karosserie und Fahrgestell,
- Trennung der gefederten /ungefederten Massen,
- Trennung der Radführung und Federung,
- Trennung der Federung und Dämpfung,
- Trennung der Rad/Achse (Einzelradaufhängung),
- Trennung der Felgen und Reifen,
- Trennung der Lenker (Mehrlenkerachsen),
- Trennung der Anbindung Radaufhängung zur Karosserie durch einen Achsträger.

Zu den bedeutendsten Erfindungen der ersten 100 Jahre der Fahrwerktechnik zählen Radialgürtelreifen, Schrauben und Luftfederung, hydraulische Stoßdämpfer, Kugelgelenk, Gummilager, Zahnstangenservolenkung, hydraulische Allradbremsung, Scheibenbremse, Trennung von Radführung und Federung, Einzelradaufhängungen, Mehrlenkerachsen, Allradantrieb und elektronische Systeme (z.B. ABS, ASR, EBV, ESP, ACC, ...).

Antriebskonzepte: Die Kutschen besaßen ja keinen Antrieb an den Achsen; sie wurden stets gezogen. Die ersten Automobile hatten den Verbrennungsmotor auf der Hinterachse und den Antrieb unmittelbar auf den Hinterrädern; wegen der Lenkung war das Antreiben der Vorderräder nicht so einfach. Das hatte den Nachteil, dass die Hinterräder deutlich höher belastet waren als die Vorderräder. Eine gleichmäßigere Achslastverteilung war mit einer Anordnung des Motors über der Vorderachse und Hinterradantrieb über eine Kardanwelle zu erreichen. Erste Fahrzeuge mit diesem später als Standardantrieb bezeichneten Antriebskonzept wurden von Renault (1898) und Horch (1900) vorgestellt (**Bild 1-8**). Ein Antrieb über die Vorderräder war zu dieser Zeit wegen fehlender Gleichlaufgelenke nicht serienfähig. Frontantriebsfahrzeuge in größeren Stückzahlen wurden erst ab 1931 gebaut (z.B. DKW F1). Diese Anordnung brachte besonders für kleinere Fahrzeuge sehr wichtige Vorteile: geringes Gewicht, größere Innenräume und vor allem niedrigere Kosten.



Bild 1-8: Der älteste erhaltene Horch, ein so genanntes „Tonneau“ mit Standardantrieb aus dem Jahr 1903

Bremse: Die Klotzbremsen der ersten Autos mit Leder als Bremsbelag wurden schnell durch die deutlich wirkungsvolleren Backenbremsen, die mechanisch direkt auf die Außen- oder Innenfläche einer am Rad befestigten Trommel wirkten, abgelöst. Das Problem der ungleichmäßigen Bremskraftverteilung an allen Rädern durch Seilzugbetätigungen wurde 1920 mit dem Patent von Malcolm Lockheed in Kalifornien beseitigt, bei dem durch Bremsflüssigkeit betätigte hydraulische Radbremszylinder vorgesehen waren. Das erste Serien Automobil mit hydraulischem Bremssystem war ein Chrysler 70 Baujahr 1920. Um die Sicherheit gegen den Ausfall der Hydraulik zu gewährleisten, waren Zweikreis Bremsanlagen bereits in den 30er Jahren üblich. Bei schwereren Fahrzeugen wurde zudem die Betätigungskraft durch einen Unterdruck-Bremskraftverstärker unterstützt. Die Teilbelag-Scheibenbremse, die seit 1952 von Jaguar erfolgreich im Rennsport eingesetzt wurde, wurde das erste Mal 1957 auf der Internationalen Automobil-Ausstellung in Frankfurt von Dunlop ausgestellt und setzte sich bei Serienfahrzeugen zuerst an den Vorderrädern schnell durch. Die ersten Scheibenbremsen hatten einen festen Sattel mit Bremskolben von beiden Seiten der Bremsscheibe mit den Nachteilen eines relativ großen Platzbedarfs. Der Schwimmfaustsattel mit einem nur auf der Innenseite wirkenden Druckkolben beseitigte diese Probleme. Ab 1978 löste der Faustsattel, der eine deutlich höhere Steifigkeit aufweist, den Schwimmrahmensattel ab [8].

Die eigentliche Revolution am Bremssystem war jedoch die Einführung der elektronischen Bremsregelung 1965 im Jensen C-V8 FF als *ABS* (Antiblockiersystem) zur Verhinderung des Blockierens der Räder. Das moderne, auf freiprogrammierbarer Elektronik und Raddrehzahlmessung basierende System von Fritz Oswald [7] wurde von Bosch zur Serienreife entwickelt und kam um 1978 bei Mercedes-Benz Modellen in Einsatz. Danach, im Jahre 1987, konnte das ABS als *ASR* (Antriebs-Schlupf-Regelung) auch zur Regelung des Antriebsschlupfes eingesetzt werden. Später ab 1995 vollendete das *ESP* (elektronisches Stabilitäts-Programm) die Sicherheitstechnologie durch Stabilisierung des Fahrzeugs in Grenzsituationen mit Brems- und Motoreingriff. Auch die *EBV* (elektronische Bremskraftverteilung) 1994 und der *BAS* (Bremsassistent) 1996 gehören zu den wichtigsten elektronischen Bremsregelsystemen.

Lenkung: Schon das Dampfauto des Engländers Walter Hancock zu Beginn des 19. Jahrhunderts hatte ein Lenkrad. Mit der Einführung der Achsschenkellenkung war auch die erste Zahnstangenlenkung bereits 1878 von Amédée Bollée in seinem Dampfauto „La Mancelle“ eingebaut. Die Zahnstange und das Ritzel der Zahnstangenlenkung ermöglichten eine Übersetzung zwischen Lenkrad und Radeinschlag, um die Betätigungskraft klein zu halten. Jedoch erforderte der volle Radeinschlag mehrere Umdrehungen am Lenkrad. Schon sehr früh, im Jahre 1902, ließ L. Megy, ein Amerikaner, die Zahnstange gleichzeitig als Spurstange arbeiten; damit wurde bereits vor 100 Jahren die noch heute mit Abstand gängigste Zahnstangenlenkung erfunden. Sie wurde jedoch wegen des schlechten Wirkungsgrades noch lange Zeit durch die Schnecke und Walze von Henry Marles (1913) oder durch die Schnecke und Finger von

Bishop (bekannt als Ross-Lenkung 1923) verdrängt. Die hohe Reibung der Schnecke wurde in den dreißiger Jahren von Saginaw Steering Division durch eine, mit umlaufenden Kugeln gelagerte Spindel deutlich reduziert. Diese sogenannte Kugelmutterlenkung setzte sich bis zu den sechziger Jahren überall durch (bei Mercedes sogar bis in die neunziger Jahre). Mit der Einführung der Servolenkung 1951 in den USA – zuerst im Chrysler dann bei GM – und durch verbesserte Materialien, Fertigungsverfahren und deutlich reduzierte Herstellkosten, hat die Zahnstangenlenkung die teurere Kugelmutterlenkung beim Pkw vollständig abgelöst.
Die Lenkung war immer Teil der Vorderachse, weil die Führung eines Fahrzeugs bei höheren Geschwindigkeiten nur mittels Hinterachslenkung jeden Fahrer überfordern würde, obwohl ein Fahrzeug mit Hinterachslenkung deutlich wendiger ist. Die Vorteile wurden bereits vor hundert Jahren als Allrad- oder Vierradlenkung kombiniert. Nachdem die Vierradlenkung in den neunziger Jahren in einigen japanischen Autos als Serienlösung angeboten und nach paar Jahren wieder eingestellt wurde, kommen sie heutzutage wieder in Mode.
Zur Geschichte der Lenkung gehören auch die Innovationen wie die verstellbare Lenksäule in den USA und die von Bèla Barèny von Daimler Benz entwickelte Sicherheitslenksäule. Nicht zuletzt durch die Sicherheitslenksäule wurde der Begriff „passive Sicherheit" fester Bestandteil der Fahrzeugentwicklung.

Federung: Nach der halb-elliptischen Blattfeder kamen Drehstab oder Schraubenfeder zum Einsatz. Die Entwicklungen an der Schraubenfeder mit gewünschter progressiver Kennlinie sind auf Jean Alber Grègorie zurückzuführen; Lloyd Arabella hatte 1959 eine derartige Schraubenfeder. 1978 führte Opel mit der Miniblockfeder die Platz sparende Version ein. In den letzten Jahren wurden besonders die Federwerkstoffe verbessert und Oberflächenbehandlungen eingeführt, damit die Federn höher belastbar und kleiner wurden. Drehstabtorsionsfedern sind zwar Platz sparend und nachjustierbar, aber deutlich teurer. Deshalb werden sie selten eingesetzt.
Dafür wird aber diese Federart seit 1949 als Stabilisator zur Erhöhung der Wanksteifigkeit besonders an den einzeln aufgehängten Vorderrädern benutzt. Der Stabilisator überträgt in der Kurve die höheren Lasten des kurvenäußeren Rades zum weniger belasteten kurveninneren Rad.
Die reine Gasfederung ist dagegen sehr alt und seit 1845 als Pferdewagenfederung bekannt. Die hydropneumatische Federung ist sogar seit 1816 in der Lokomotive von George Stephenson zu finden. Der Amerikaner Westinghouse (1920) war jedoch der Entwickler der ersten brauchbaren Kfz-Luftfederung. Citroen hat die hydropneumatische Federung 1954 in der letzten Serie des 15 CV „Traction Avant" (Sonderausstattung an der Hinterachse) und 1955 im legendären DS als Serienausstattung eingeführt.
Die Luftrollbälge sind seit den dreißiger Jahren als Luftfederelement im Einsatz und werden in vielen Luxusautos zur Verbesserung des Fahrkomforts eingebaut. Moderne Luftbälge haben sehr dünne Wandstärken und sehr niedrige Hysterese. Sie sprechen daher auch bei sehr kleinen Amplituden an.

Dämpfung: Während der ersten 50 Jahre des Automobils gab es keine richtigen geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungselemente. Die bekannten Lösungen funktionierten vowiegend mit Trockenreibung, basierend auf Leder oder Asbest als Reibbelag. Sie konnten aber die Schwingungen mit kleinen Amplituden nicht dämpfen, weil die ruhende (statische) Reibung deutlich größer ist, als die gleitende (dynamische) Reibung und die gewünschte Steigerung der Dämpfungsrate mit der Geschwindigkeit nicht möglich ist. Auch die weiterentwickelten Reibungsdämpfer, wie die um 1920 sehr bekannten Gabriel-Snubber mit Leder als Dämpfungselement, erfüllten die Aufgabe nicht zufrieden stellend. Houdaille hatte bereits 1906 als Dämpfungselement die Hydraulikflüssigkeit vorgeschlagen, die zwischen den zwei Kammern einer Drehpumpe über einem Ventil hin und her transportiert wurde [9]. Diese hydraulischen Rotationsdämpfer wurden ab 1915 eingesetzt, bis die ersten translatorischen Dämpfer mit doppelwandigen hydraulischen Teleskoprohren in den USA durch die Fa. Monroe kostengünstig in Großserie hergestellt wurden (1934). In Europa fanden diese drucklosen Teleskopstoßdämpfer im Zweirohrsystem erst Mitte der fünfziger Jahre breiteren Einsatz. Derartige Dämpfer lassen nur einen begrenzten Einbauwinkel zu und es besteht immer die Gefahr der inneren Emulsionsbildung. Diese Nachteile konnten am Ende der vierziger Jahre durch die Entwicklung eines Einrohr-Gasdruckstoßdämpfer durch den Franzosen Christian Bourcier de Carbon beseitig werden, in dem ein Gasdruckpolster den Volumenunterschied beim Ein- und Ausfahren des Kolbens ausglich. Hans Bilstein kaufte die Rechte von de Carbon und entwickelte in Zusammenarbeit mit Mercedes 1953 den hochwertigen Einrohrdämpfer.
Die verstellbaren Dämpfer, die bei höheren Fahrgeschwindigkeiten automatisch zu einer harten Dämpferrate umschalten, wurden zu Beginn der achtziger Jahre von Kayaba und Tokico in Japan vorgestellt. In Europa hat Boge die ersten Dämpfer dieser Art für Mercedes entwickelt. Diesen folgten mehrstufige Dämpfer, die durch einen auf der Kolbenstange sitzenden Schrittmotor umschaltbar waren. Seit 15 Jahren sind durch ein Proportionalventil betätigte stufenlose Dämpfer (CDC *Continuous Damper Control*) verfügbar.

Radführung: Mit der Umstellung von der Blattfederung zur Schrauben-, Drehstab- oder Luftfederung und von der Starrachse zur Einzelradaufhängung begann um1930 das Zeitalter der modernen Radführung bzw. Radaufhängung. Vorher waren aber die ersten Parallelschubführungen der Räder entlang der Achsschenkel, wie 1898 im „Motorwagen Wartburg" oder die senkrechte (Teleskop-)Vorderradführung, wie 1923 im Lancia Lambda, im Einsatz. Auch das 1952 eingeführte wartungsfreie Kugelgelenk als Ersatz für die Achsschenkellagerung vereinfachte und erleichterte die Radaufhängung.
Die Doppellängskurbel – wie beim VW Käfer – und die Doppelquerlenkeraufhängung – wie beim Mercedes Typ 380 von 1933 – waren die ersten modernen Einzelradaufhängungen. Die weit verbreitete McPherson (Federbein-)Vorderachse, die zuerst 1926 in einem Fiat Patent beschrieben und im Jahre 1948 bei den Ford Modellen „Consul" und „Anglia" eingeführt wurde sowie die in dem Patent von Fritz Oswald 1958 beschriebenen Mehrlenkerachsen [7], sind die gängigsten Einzelradaufhängungen. Durch die erste „*selbsttragende Karosserie*", die 1934 von Opel patentiert und als erste eingeführt wurde, wurde der Begriff „Achse" durch Begriff „Radaufhängung" ersetzt. Für die nicht angetriebene Hinterachse wurde 1975 im Audi 50 die Platz und Kosten sparende Verbundlenkerachse eingeführt. Diese bildet immer noch die Standardhinterachse für kleine, frontgetriebene Autos. Aktuell sind die Mehrlenkerhinterachsen mit einem Längslenker, die deutlich bessere Eigenschaften als die Verbundlenker haben. Sie können auch angetrieben werden, haben jedoch auch Nachteile in Bezug auf Einbauraum, Gewicht und Kosten.
Durch die geschickte kinematische Anordnung der Lenker und Gelenke konnten vorteilhafte Eigenschaften erzielt werden, wie z.B. ein negativer Lenkrollradius (1958 patentiert von Fritz Oswald, Erstserieneinsatz 1972 im Audi 80), der das Bremsverhalten und die Spurhaltung in der Kurve deutlich verbesserte.
Kugelgelenke mit drei Rotationsfreiheiten waren in den Geburtsjahren des Automobils nicht bekannt. Zum Lenken der Räder hatte man einen Lenkzapfen mit zwei Drehlagern. Erst 1922 hat der deutsche Ingenieur Fritz Faudi ein Reichspatent mit dem Titel „Kugelgelenk, insbesondere für die Lenkvorrichtung von Kraftfahrzeugen" erteilt bekommen. Ein Stahlkugelzapfen war zwischen zwei Stahlschalen gelagert. Mit der Einführung des Kugelgelenks konnte der Achsschenkel durch einen Radträger ersetzt werden. Die wartungsfreien Kugelgelenke mit Kunststofflagerschale der Firma Ehrenreich sind seit 1952 bekannt.
Die Gummilager wurden zuerst in den dreißiger Jahren in den USA unter den Namen „Floating Power" als Motorlagerung eingeführt. Später wurden sie auch als Gelenk an der Lenkerverbindung zur Karosserie benutzt. Sie waren zuerst gedacht, um die Geräusche, Schwingungen und Rauhigkeiten, die von der Strasse kommen, zu isolieren. Diese wurden dann später gezielt als elastische Elemente der Radaufhängung so ausgelegt, dass die Aufhängung sich deutlich verbesserte. Damit wurde in der Fahrwerkauslegung seit 1955 neben der Kinematik auch der Begriff Elastokinematik eingeführt.

Radlagerung: Die Räder sind auf dem Achsträger gelagert. Es waren zuerst Gleitlagerungen trotz hoher Reibverluste und Spielneigung durch Verschleiß im Einsatz. Nach der Erfindung der Wälzlager mit niedrigen Reibverlusten, Verschleißanfälligkeiten und Spielfreiheiten wurden diese ausschließlich als Radlagerung eingesetzt, zuerst als Kegellager und später als Schrägkugellager.

Reifen: Der Luftreifen hat sein Ursprung im Fahrrad: Das Patent des Schotten Dunlop im Jahr 1888 fand seine Anwendung zuerst ausschließlich an Fahrrädern, die ja als Federungselement nur den Reifen aufweisen. Im Auto war zuerst der hohle Massivgummireifen im Einsatz, der Geschwindigkeiten bis zu 30 km/h zuließ. Die ersten Luftreifen in Autos waren die Wulstreifen auf Flachbettfelgen, basierend auf dem Patent des Amerikaners William Bartlett. Michelin entwickelte die ersten abnehmbaren Luftreifen auf Basis des Bartlett-Patents. Dies waren Reifen aus Kautschuk mit innen liegendem, gekreuztem Gewebe. Sie hatten eine sehr geringe Lebensdauer und das bei einer Reparatur notwendige Ausziehen aus dem Felgenwulst war sehr umständlich. So kam die abnehmbare „Stepney"-Felge und schließlich das abnehmbare „Rudge-Withworth"-Rad. Die schlechte Abriebfestigkeit des Gummis konnte um den Faktor 10 verbessert werden als die Fa. Goodyear im Jahr 1910 Ruß zum Gummi einmischte.
Wegen den harten Hochdruckreifen ließ der Fahrkomfort auf den schlechten Straßen und bei steigenden Geschwindigkeiten zu wünschen übrig. Mit einem Überdruck von nur 2,5 bar montierte Michelin 1923 an einem Citroen den ersten Niederdruckreifen auf einer Tiefbettfelge, den so genannten „Ballonreifen". Die diagonale Kordlagenstruktur, eine Erfindung von Palmer aus dem Jahr 1908, vermied die Selbsterhitzung des Reifens, weil der zugfeste Kord die inneren Relativverschiebungen der Gummischichten bei jeder Einfederung stark einschränken konnte. Damit wurde die Reifenlebensdauer nochmals um den Faktor 10 gesteigert. Die dehnfeste Kordeinlage steigerte auch die Seitenstabilität des Reifens. In den dreißiger Jahren wurde der Baumwollkord durch das wesentlich reißfestere synthetische Rayon (Kunstseide) ersetzt.
Die ersten Luftreifen hatten zuerst einen innen liegenden Schlauch, um die Luft nach außen hin abzudichten. Dies war aber nicht unbedingt notwendig, weil die Reifenwulst am Felgenhorn luftdicht aufliegt. Die ersten schlauchlosen Reifen wurden von

Dunlop 1938 und Goodrich 1948 in den USA eingeführt und lösten nach 1960 den Schlauch vollständig ab.
Der nächste, vielleicht wichtigste Fortschritt beim Reifen war der Radialgürtelreifen, der von Michelin 1946 patentiert und 1949 im Citroen 2CV in Serie ging. Dieser Reifen hatte ein um den Wulstkern quer zur Fahrtrichtung geschwungenes Textilgewebe, welches dem Reifen seine Festigkeit gegen inneren Druck verleihen und für eine Seitenstabilität sorgen sollte. Ein umfangsteifer Gürtel aus Stahldrähten verstärkte den Reifen unterhalb der Lauffläche. Damit waren die Relativbewegungen der gekreuzt gewebten Diagonalkarkassenfäden, die durch Reibung die Lebensdauer reduzierten, beseitigt. Der Stahlgürtel, der jetzt die Trägerfunktion übernahm, ließ deutlich höhere Geschwindigkeiten zu. Außerdem war damit nun möglich, statt ballonförmige, auch flachere Reifenquerschnitte herzustellen, die einen deutlich größeren Reifenlatsch haben, um höhere Seitenkräfte zuzulassen. Die weiteren Entwicklungen am Reifen waren die Anbringung von Profilen und eine quer angeordnete Feinprofilierung (1932 erfunden von dem Deutschen Robert Sommer), um die Griffigkeit auf Eis, Schnee oder Nässe zu erhöhen oder der Silika-Zusatz zum Gummi, um den Rollwiderstand (verantwortlich für bis zu 1/3 des Kraftstoffverbrauches) zu senken.
Schließlich fanden die schon seit den zwanziger Jahren bekannten Bemühungen, einen Sicherheitsreifen zu entwickeln, der auch bei einem luftleeren Reifen noch weiter betrieben werden kann, in den letzten Jahren ihren Serieneinsatz bei vielen Modellen der Oberklasse.

Räder: Die ersten Räder im Auto waren die von den Kutschen bekannten Speichenräder mit Draht- bzw. Holzspeichen. Die Speichenenden verliefen an der Nabe konisch und fest aneinander liegend. Bei den Drahtspeichenrädern wurden sich kreuzende Stahldrähte als Speichen verwendet. Sie wurden vor allem aus Gewichtsgründen und zur Bremsbelüftung bei Renn- und Sportwagen verwendet. Dazwischen waren auch gegossene oder gepresste Speichenräder im Einsatz, um die höheren Radlasten zu tragen. Vor den Luftreifen, waren auch federnde Räder mit festem Reif im Einsatz, die jedoch zu aufwändig waren. Die bekannte Felge aus gepresstem Stahlblech und mit nach innen gebogenen Hörnern kam als Flachbettfelge mit dem Wulstreifen und dann als Tiefbettfelge mit dem Ballonreifen auf den Markt. Am Ende der Zwanzigerjahre kam die moderne, abnehmbare Tiefbettfelge mit Bolzenzentrierung, auf der ein Niederdruckreifen mit Ventil montiert war, zum Einsatz.

Fahrwerkentwicklung: Während der ersten 50 Jahre des Automobils wurden die Fahrwerke mehr intuitiv, handwerklich und eher improvisierend entwickelt. Es waren Tüftler und Erfinder am Werk.
Ein leichtes autark arbeitendes Antriebsaggregat war am Anfang der Automobilgeschichte Mittelpunkt der Automobilentwicklung. Die Entwicklung des Fahrwerks hinkte bis vor dreißig Jahren deutlich hinter der des Antriebs hinterher, wobei Karl Benz derjenige war, der viel Sorgfalt auch auf die Entwicklung des Fahrwerks verwendete. Erst die, mit den leistungsstarken Antriebsaggregaten steigenden Fahrgeschwindigkeiten und die notwendigen Sicherheits- (insbesondere in den Kurven und beim Bremsen), Komfort- sowie Zuverlässigkeitsverbesserungen, lenkten den Entwicklungsschwerpunkt auch zum Fahrwerk. Entsprechend kleiner waren die Fahrwerksabteilungen der großen Automobilhersteller in den fünfziger Jahren besetzt; kaum eine hatte mehr als 50 Ingenieure und technische Zeichner, so dass sich lange Entwicklungszeiten für alle Fahrwerkskomponenten ergaben. Es dauerte von 1956 bis 1965 volle zehn Jahre, die z.B. die Mercedes S-Klasse W108/109 von der ersten Planung bis zur Serieneinführung brauchte [7]. Heute muss dieses schon innerhalb von ca. 3 Jahren geschehen, wenn der Autohersteller wettbewerbsfähig bleiben will und das obwohl die Anzahl der zu entwickelnden Modelle und Derivate sich verzehnfacht hat. Erst mit dem Einsatz von CAD um 1970 konnte mehr und mehr vom Reißbrett zur ungleich effektiveren Workstation gewechselt werden. Die Konstrukteure waren nicht nur in der Lage, die komplizierten Radbewegungen am Bildschirm durchzuspielen, sehr schnell Einbau- und Kollisionsuntersuchungen durchzuführen, sondern auch den Änderungs- und Optimierungsaufwand drastisch zu reduzieren.
Die Zunahme des Wissens vom dynamischen Verhalten des Autos und Einführung computergestützter Berechnungs- und Simulationsverfahren während der letzten 20 Jahre sorgte für hohe Fahrsicherheit und enormen Fahrkomfort.
Die Vernetzung der mechanischen Grundfunktionen mit Sensorik, Elektrik und Elektronik ist heute der aktuelle Stand in der Fahrwerktechnik. Verfeinerte, hydraulische Regelsysteme der Lenkung, Federung, Dämpfung und Bremse und vor allem das aktuelle Aufkommen der Regelelektronik ebnet den Weg hin zum „intelligenten“ Fahrwerk. Eine Hauptrolle spielt dabei künftig das „Global Chassis Management“, das beim Zusammenfassen einzelner Systemregelungen zu einem zentralen Regelkreis entsteht.

1.1.2 Definition und Abgrenzung

Das Fahrwerk ist die Summe der Systeme im Fahrzeug, die zum Erzeugen der Kräfte zwischen Fahrbahn und Reifen und zu deren Übertragung zum Fahrzeug dienen, um das Fahrzeug zu fahren, zu lenken und zu bremsen.

Dies sind Rad/Reifen, Radlagerung, Radträger, Bremsen, Radaufhängung, Feder/Dämpfer, Lenkung, Stabilisatoren, Achsträger, Differenzial, Seitenwellen, Pedalerie, Lenksäule, Lenkrad und alle Regelsysteme zur Unterstützung des Fahrwerks, der Fahrwerksaufgaben sowie Fahrerassistenzsysteme [10].
Das vorliegende Handbuch behandelt diese im Kapitel 3 als Bestandteile des Fahrwerks mit Ausnahme des Lenkrads. Das Lenkrad hat sich aufgrund ständig erweiterter Funktionalitäten zu einem äußerst komplexen Bauteil mit zahlreichen Komponenten anderer Systeme (z.B. Rückhaltesystem, Multimedia-Interface, Assistenzsysteme) entwickelt. Eine umfassende und angemessene Beschreibung des Lenkrads hätte den vorgesehenen Umfang des Fahrwerkhandbuchs überschritten.

1.1.3 Aufgabe und Bedeutung

Das Fahrwerk stellt die Verbindung zwischen dem Fahrzeug – samt Insassen und Gepäck – und der Fahrbahn her. Mit Ausnahme der Massenkräfte und der aerodynamischen Einflüsse werden alle äußeren Kräfte und Momente in das Fahrzeug über die Kontaktfläche Fahrbahn/Reifen eingeleitet. Das wichtigste Kriterium beim Fahren ist, dass der Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn am Reifenlatsch nie unterbrochen wird, weil sonst keine Führung, keine Beschleunigung, keine Bremsung und keine Seitenkraftübertragung möglich sind. Die Aufgabe wäre einfach zu realisieren, wenn die Fahrbahn ohne Hindernisse immer geradeaus führen würde, immer trocken und griffig wäre und es keine Unebenheiten und keine externen Einflüsse gäbe. Dann wären bei Geradeausfahrt die einzigen Aufgaben des Fahrwerks das Fahrzeuges zu beschleunigen, auf der Spur zu halten und zu bremsen. Auch die Erfüllung dieser Aufgabe wird schwierig, wenn die Fahrgeschwindigkeit steigt. Theoretisch kann ein Auto ohne abzuheben 400 km/h erreichen (Bugatti Veyron mit 736 kW [11]). Die Aufgabe des Fahrwerks ist aber deshalb so schwierig, weil die Fahrbahn weder stets gerade verläuft, eine glatte, griffige Oberfläche ohne Unebenheiten hat, noch frei von Hindernissen bleibt. Je höher die Geschwindigkeit, desto schwieriger werden diese Aufgaben, weil die zu beherrschende Energie (Fahrzeugmasse mal Quadrat der Fahrzeuggeschwindigkeit) exponential steigt.
Der Fahrer beeinflusst die Bewegungen des Fahrzeugs in Längs- und Querrichtung. In senkrechter Richtung zur Fahrbahn folgt das Automobil hingegen dem Straßenverlauf ohne aktiven Eingriff des Fahrers. Um Komfort und Sicherheit beim Fahren zu gewährleisten, sollen die Fahrbahnunebenheiten und Fahrbahnunterschiede so wenig wie möglich auf das Fahrzeug übertragen werden [10].

Die Aufgaben des Fahrwerks sind daher vielseitig und lassen sich im Überblick wie folgt auflisten [12]:

- Das Fahrzeug bewegen, rollen, festhalten.
- Das Fahrzeug beim Fahren stets in Spur halten.
- Die Fahrzeugmasse abstützen, federn und ihre Schwingungen dämpfen.
- Die von der Fahrbahn kommenden Geräusche und Schwingungen dämpfen bzw. isolieren.
- Die externen Störgrößen (Wind) kompensieren.
- Das Antriebsmoment auf die Fahrbahn bringen.
- Die Räder lagern, führen, lenken und bremsen.
- Dem Fahrer eine sichere und komfortable Fahrzeugführung gewährleisten.

Insgesamt ist das Fahrwerk verantwortlich für das dynamische Fahrzeugverhalten sowie für Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Damit gehört es neben Motor und Getriebe zu den wichtigsten und technisch anspruchsvollsten Systemen eines Fahrzeugs.
Das erklärt die Bedeutung und Vielseitigkeit der Fahrwerktechnik. Sie bündelt nicht nur Funktionsgruppen, sondern umfasst auch die Regelung der einzelnen Funktionsgruppen und ihrer Wechselwirkungen untereinander.
Da außer Lenkrad, Rad und Reifen alle Komponenten des Fahrwerks für den Fahrer unsichtbar bleiben, vermitteln sie keine direkten Kaufanreize. Erst bei der ersten Probefahrt, noch wichtiger erst bei einer kritischen Fahrsituation, merkt jeder den hohen Stellenwert des Fahrwerks im Gesamtauto [10]:

- Ein fahrdynamisch optimal abgestimmtes Auto ist für den Fahrer mit geringem Aufwand zu fahren, weil es die von ihm eingegebenen Befehle unmittelbar, vorhersehbar und präzise umsetzt. Es vermittelt ein Gefühl der Sicherheit. Dieses Gefühl „Freude am Fahren“ ist ein Kaufkriterium für viele Autofahrer.
- Die Fahrdynamik eines Fahrzeugs bestimmt ganz wesentlich die Möglichkeiten des Fahrers, die kritischen Situationen zu beherrschen oder zu vermeiden.
- Hoher Fahrkomfort wird nicht nur subjektiv als angenehm empfunden, sondern hat auch einen nachgewiesenen Einfluss auf das physische und psychische Leistungsvermögen des Fahrers.

Die Unfallstatistiken zeigen, dass 36 % aller Unfälle mit Todesfolge entstehen, weil das Fahrzeug (bei Unachtsamkeit des Fahrers, bei überhöhter Geschwindigkeit oder schlechten Straßenverhältnissen) von der Fahrbahn abkommt. Die Wahrscheinlichkeit, dass das Fahrzeug in der Spur bleibt ist größer, je besser und sicherer ein Fahrwerk funktioniert.
Das Fahrwerk hat aber auch einen wesentlichen Einfluss auf Raumausnutzung, Gewicht, Aerodynamik und die Gesamtkosten des Fahrzeugs. Der Leichtbau spielt beim Fahrwerk eine wesentlich

größere Rolle als bei allen anderen Baugruppen, da die gesamte ungefederte Masse des Fahrzeuges (Räder, Reifen, Radträger, Radlagerung, Bremse, anteilig Feder, Dämpfer, Radaufhängung) sich im Fahrwerk befindet. Durch die Reduzierung dieser Masse können die Fahreigenschaften deutlich beeinflusst werden. Je kleiner die ungefederten Massen sind, desto weniger wird der Aufbau von Radschwingungen beeinflusst und desto einfacher wird das ständige in Kontakthalten des Fahrzeugs mit der Fahrbahn. Es entstehen so weniger Störgrößen, welche die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort beeinträchtigen.

1.2 Fahrwerkaufbau

Bevor der Fahrwerkaufbau beschrieben wird, sind zwei übergeordnete Klassifizierungen des Pkw, nämlich Fahrzeugklassen und -antriebskonzepte zu erläutern, weil diese eine wesentliche Rolle bei der Festlegung und Diskussion des Fahrwerks spielen.

1.2.1 Fahrzeugklassen

Pkw-Klassen werden nach deren Einsatz und Außenabmessungen definiert. Schon vor 25 Jahren waren es nur wenige unterschiedliche Typen: Limousinen der Kompaktklasse, Mittelklasse und Oberklasse. Dazu kamen einige Derivate wie Kombi, Fließheck, Coupe, Cabriolet, Sportwagen.
Heute ist es nicht mehr so übersichtlich, weil jedes Jahr neue Modellvarianten und so genannte „Cross overs" entstehen (**Bild 1-9**). Dementsprechend gibt es unterschiedlich detaillierte Klassifizierungen. Eine von denen, die in diesem Buch benutzt bevorzugt wird, ist in der **Tabelle 1-1** aufgelistet.

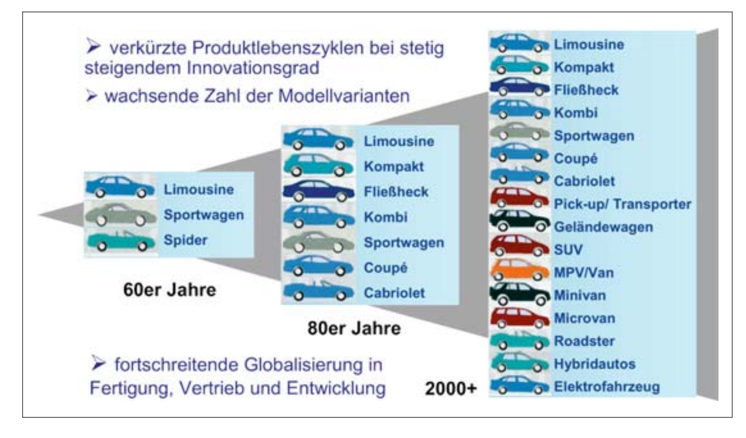


Bild 1-9: Wachsende Anzahl der Fahrzeugmodelle

Tabelle 1-1: Fahrzeugklassen

Segment		Fahrzeugbeispiele
1	MINI	Citroen-C1, DC-Smart, Fiat-Panda, Renault-Twingo, Seat Aroso, Toyota Aygo,VW-Lupo
2	SMALL	Audi A2, Fiat Uno, Ford-Fiesta, Opel-Corsa, Renault-Clio, Peugeot-207, Toyota Yaris, VW-Polo
3	LOWER MEDIUM	BMW-1'er, Ford-Focus, DC-A,B Klasse, Opel-Astra, Renault-Megane, Toyota Corolla,VW-Golf
4	MEDIUM	Alfa 156, Audi-A4, BMW-3'er, Ford-Mondeo, C-Klasse, Citroen C5, Opel-Vectra, VW-Passat
5	UPPER MEDIUM	Alfa 167, Audi-A6,BMW-5'er, Opel-Signum, DC-E-Klasse, Renault-Vel Satis, Volvo S80
6	LUXURY	Audi-A8, BMW-7'er, DC-S-Klasse, Maybach, Rolls Royce, VW-Phaeton, Bentley
7	SPORT	Audi TT, BMW- Z8, 6'er,DC-SL, SLK, Porsche 911, Boxster, Opel-Tigra, VW-EOS
A	VAN	DC-V-Klasse, Opel-Combo, VW-Multivan
B	MINIVAN	Citroen-Berlingo, Fiat-Doblo, Opel-Combo, Renault-Kangoo, Toyota-Hijet, VW-Caddy
D	TRANSPORTER	DC-Sprinter, Fiat-Ducato, Ford-Transit, Opel-Vivaro, Toyota Hiace, Peugeuot-Boxer, VW-T5
F	SUV	Audi-Q7, BMW-X3, X5, DC-M Klasse, Toyota-RAV, Land Rover, VW-Touareg
G	PICK-UP	Ford F-series, Ranger, Toyota-Hilux, Dodge-Ram, Dakota
M	MPV	DC-M Klasse, Fiat-Ulysse, Ford-Galaxy, Peugeot-807,Renault Espace, VW-Sharan

Damit nicht für jede dieser Variante ein komplett neues Fahrwerk entwickelt werden muss, wurden Modul- oder Plattformstrategien eingeführt; jeder OEM hat weltweit nur eine begrenzte Anzahl unterschiedlicher Antriebs- und Fahrwerkkonzepte, die er dann mit Anpassungen an die modellspezifische Spur, den Radstand und die Radlasten als ein Baukastensystem bei allen seinen Modellen anwenden kann. Die Konzepte für Module oder Plattformen richten sich in erster Linie nach den Baureihen und deren Marktpreis.

Es gibt am unteren Ende ein kostengünstig herstellbares Konzept (meist für Frontmotor/Frontantrieb, vorne McPherson, hinten Verbundlenkerachse) und am oberen Ende ein technisch aufwändiges, luxseriöses und teueres Konzept (Allradantrieb, vorne und hinten Mehrlenkerachsen wahlweise mit Luftfederung und aktiven Systemen).

Die Analyse der Maßvergleiche unterschiedlicher Fahrzeugklassen zeigt, dass diese im Wesentlichen durch die Komfortmasse definiert werden [10]:

- ♦ Schulterbreite vorne,
- ♦ Fußraum hinten,
- ♦ Innenraumlänge (Komfortmaß),
- ♦ Kofferraumvolumen.

Die restlichen Maße ergeben sich durch die ergonomischen Grundanforderungen, die in jedem Fahrzeug erfüllt werden müssen.

Sport Utility Fahrzeuge (SUVs, MPVs Geländefahrzeuge) zeichnen sich durch eine min. 50 mm größere Bodenfreiheit, Böschungswinkel bis zu 40° und Allradantrieb aus. Auch innerhalb der SUVs gibt es drei unterschiedliche Größen.

VANs sind die Derivative aus den Limousinen, die besonders durch die großen komfortablen Innenmaße und durch die Möglichkeit, mehr als 5 Personen zu transportieren gekennzeichnet sind. Auch hier gibt es Mikro-, Mini-, Mittelklasse- und sogar Oberklasse-VANs.

In den letzten Jahren sind aus fast allen Volumenmodellen der Kompaktklasse durch die Höherlegung des Fahrzeugbodens und durch die vergrößerte Kopffreiheit neue Derivate entstanden, die besonders für Familien mit Kindern geeignet sind.

Die Transporter bieten in erster Linie viel Platz für Passagiere, aber auch für den kommerziellen Transport von Lasten und umgehen damit die Geschwindigkeitseinschränkungen von Lkws. Sie sind schnell. wendig und kostengünstig, bieten jedoch entsprechend weniger Komfort.

Die US-Alternative zum europäischen Transporter sind die Pick-ups, die neben den 3 Passagieren auch mittels einer großen, offenen Ladefläche sperrige und schwere Gegenstände transportieren können.

Obwohl es keine strikten Regeln gibt, die bestimmen, welche Fahrzeugklassen welche Fahrwerkkonzepte haben müssen, existieren sinnvolle Zuordnungen zwischen Fahrzeugklassen und Fahrwerkkonzepten.

1.2.2 Antriebskonzepte

Der zweitwichtigste, Fahrwerk bestimmende Faktor ist das Antriebskonzept, das die Lage des Motors (Antriebsaggregat) und der angetriebenen Achsen vorgibt.

Es gibt drei grundsätzliche Anordnungen [13]:

- ♦ Frontmotoranordnung,
- ♦ Mittelmotoranordnung,
- ♦ Heckmotoranordnung,

zwei Motoreinbauvarianten:

- ♦ Längseinbau,
- ♦ Quereinbau

sowie drei Möglichkeiten der Antriebsachsen:

- ♦ Antreiben der Vorderräder (Frontantrieb),
- ♦ Antreiben der Hinterräder (Heckantrieb) und
- ♦ Antreiben aller Räder (Allradantrieb).

Daraus ergeben sich $3 \times 2 \times 3 = 18$ Möglichkeiten. Davon machen viele jedoch weder wirtschaftlich noch technisch einen Sinn. Die in den Serienautomobilen zu findenden Kombinationen sind:

1. Front-Quer-Motoranordnung mit Frontantrieb,
2. Front-Quer-Motoranordnung mit Allradantrieb,
3. Front-Längs-Motoranordnung mit Frontantrieb,
4. Front-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb,
5. Front-Längs-Motoranordnung mit Allradantrieb,
6. Heck-Quer-Motoranordnung mit Heckantrieb,
7. Heck-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb,
8. Heck-Längs-Motoranordnung mit Allradantrieb,
9. Mitte-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb.

Aktuell werden nur sechs der obigen 9 Antriebskonzepte bevorzugt und verstärkt eingesetzt (**Bild 1-10**):

- ♦ Front-Quer-Motoranordnung mit Frontantrieb bei Fahrzeugen bis zur Mittelklasse, wegen der Wirtschaftlichkeit, Fahrstabilität, Gutmütigkeit, wintertauglichem Fahrverhalten und Raumökonomie,
- ♦ Front-Längs-Motoranordnung mit Frontantrieb bei Fahrzeugen ab der Mittelklasse wegen der Fahrstabilität, Gutmütigkeit, wintertauglichem Fahrverhalten und Raumökonomie, Einbaumöglichkeit von 8- oder Mehrzylinder-Motoren,
- ♦ Front-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb bei Fahrzeugen ab der oberen Mittelklasse wegen der Fahrsicherheit, Fahrdynamik, von Beladung unempfindlicher 50/50 Achslastverteilung, des vom Antriebsmoment unabhängigen Lenkverhaltens und schließlich der Einbaumöglichkeit von 8- oder Mehrzylinder-Motoren,
- ♦ Allradversionen der drei oberen Anordnungen wegen der Benutzung der gleichen Plattform in mehreren Modellen insbesondere SUVs und Reduzierung der Nachteile des Einachsenantriebs,

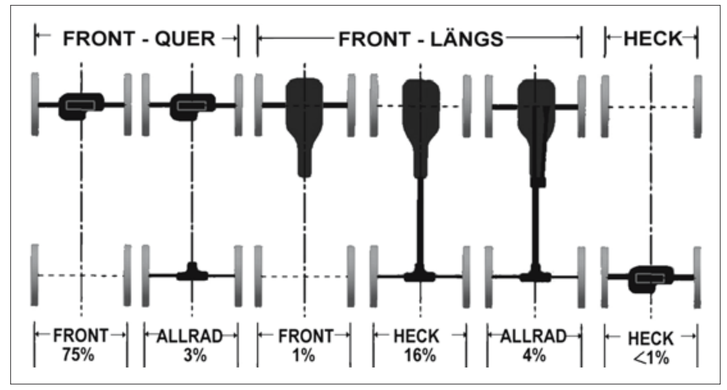


Bild 1-10: Gegenüberstellung der Antriebsarten und deren weltweiten prozentualen Marktanteile in 2005

- Längseinbau von Mittel oder Heckmotoren mit Heckantrieb bei kleinen, sportlichen Fahrzeugen zur Steigerung der Traktion und Fahreigenschaften. Wegen der Einschränkungen an Variabilität und der hohen Kosten ist diese Variante nicht als Weltplattform geeignet.

Der Bestand heutiger Fahrzeuge wird hautptsächlich durch drei Antriebsarten und die dazugehörigen Fahrwerkskonzepte geprägt: Front-Quer-Motor mit Frontantrieb (weltweit 75 % aller Fahrzeuge), Front-Längs-Motor mit Heckantrieb (16 %) und der Allradantrieb (7 %). Alle anderen Konzepte liegen weit unter 2 % [1].

Front-Quer-Motor mit Frontantrieb (Bild 1-11):
Insgesamt wird diese Kombination mit Abstand in den meisten Fahrzeugen eingebaut. Die Vorteile sind: niedrige Kosten, kompakte, leichte Bauweise, stabiles und gutmütiges Fahrverhalten und gute Traktion auch auf schlechten, winterlichen Straßen.



Bild 1-11: Front-Quer-Motor mit Frontantrieb

Als Fahrwerk hat dieses Konzept vorne fast ausschließlich ein McPherson-Federbein, weil dieses, ähnlich wie das Antriebskonzept, kostengünstig, Platz sparend und mit guten Fahreigenschaften gebaut werden kann. Die kinematischen Nachteile bei stärkeren Motorvarianten lassen sich durch die Auflösung der unteren 3-Punkt-Lenker und die zweiteilige Gestaltung der Radträger (drehbar/nicht drehbar) reduzieren.

An der Hinterachse passt die kostengünstigste und Platz sparende Verbundlenkerachse am besten dazu. Die fahrtechnischen Grenzen des Verbundlenkers werden ab der unteren Mittelklasse häufig durch Verwendung von Mehrlenkerachsen (ein Längslenker und drei Querlenker oben und unten) ausgeglichen, jedoch mit Kosten- und Raumeinbußen.

Front-Längs-Motor mit Heckantrieb (Bild 1-12):
Diese Kombination wird häufig für die Fahrzeuge ab der Mittelklasse verwendet. Sie ist ab der oberen Mittelklasse als Standard zu sehen, weil sie ihre Vorzüge in der zwanglosen Unterbringung von großvolumigen Motoren und fast beliebigen Schalt- und Automatikgetriebevarianten voll zur Geltung bringt. Durch die Trennung von gelenkten und angetriebenen Rädern ergeben sich Vorteile im Lenkverhalten. Ausgewogene Gewichts- und Komfortverhältnisse und gute Traktion auf trockenen Fahrbahnen mit Volllast oder in Anhängerbetrieb sind weitere Vorteile.

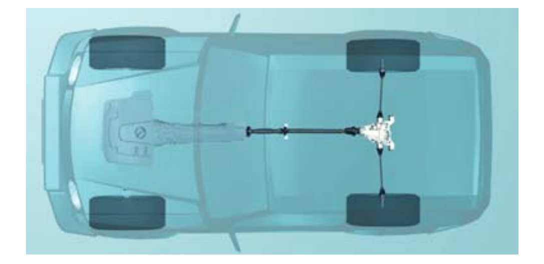
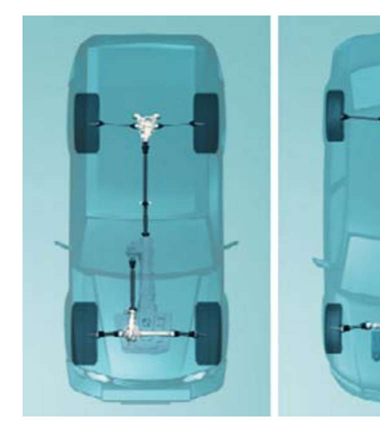


Bild 1-12: Front-Längs-Motor mit Heckantrieb

Als Fahrwerk hat dieses Konzept oft Doppelquerlenker an der Vorderachse, z.T. mit der oberen Lenkerebene oberhalb des Reifens und unten mit aufgelösten Lenkern (Trag- und Führungslenker getrennt).
An der Hinterachse sind Mehrlenkerachsen in unterschiedlichen Varianten zu finden; mit fünf Lenkern, mit einem 4-Punkt-Trapezlenker plus je einem oberen Querlenker und unterem Schräglenker, alle gelagert auf einem Achsträger, um den Komfort zu steigern.

Front-Motor mit Allradantrieb (Bild 1-13):
Seit der erfolgreichen Einführung des Audi Quattro wird der Allradantrieb immer beliebter. Die dadurch erheblich verbesserte Traktion ist nicht nur außerhalb der festen Straßen vorteilhaft, sondern auch bei Nässe und winterlichen Fahrbahnen sowie bei leistungsstarken Fahrzeugen auch auf trockener Fahrbahn. Mit fortschreitender Entwicklung von leichteren und leistungsfähigeren Pkws werden die Traktions- und Fahrverhaltensvorteile des Allradantriebs immer häufiger genutzt. Die sehr hohen Drehmomente der modernen Dieselmotoren erschweren die volle Kraftübertragung von Reifen zur Fahrbahn, wenn nur eine Achse angetrieben wird. Schon bei einem Motordrehmoment ab 220 Nm auf einer nassen Straße ($\mu < 0{,}6$) lässt sich nur im zweiten Gang das volle Drehmoment auf die Fahrbahn übertragen.
Mit dem Allradantrieb können die Vorteile eines Front- und Heckantriebs kombiniert werden, natürlich zu höheren Kosten, Gewicht und Kraftstoffverbrauch. Für das Fahrwerk werden die Doppelquerlenker oder Mehrlenkerachskonzepte, sowohl als Vorder- als auch als Hinterachse eingesetzt. Auch hier ist ein separater Achsträgerrahmen, in dem ebenfalls das Verteilergetriebe befestigt wird, vorteilhaft.



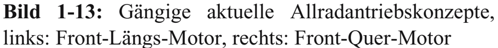


Bild 1-13: Gängige aktuelle Allradantriebskonzepte, links: Front-Längs-Motor, rechts: Front-Quer-Motor

Tabelle 1-2 listet für die Beurteilung und Auswahl die relevanten Merkmale und Bewertungskriterien [13] der unterschiedlichen Antriebsarten auf.

Tabelle 1-2: Vergleiche der Merkmale der in Serie gebauten Varianten der Antriebsanordnung für Pkw

Motoranordnung		Front-Längs-			Front-Quer-		Heck-		Mittel-	
Antriebsachse		Front	Heck	Beide	Front	Beide	Heck	Beide	Heck	Beide
Außenabmessungen	1	+	+	+	++	+	+	+	-	-
Innenraumnutzung	2	+	+	o	++	+	-	-	--	--
Kofferraumgröße	3	++	+	+	++	++	--	--	o	-
Raumaufteilung	4	+	o	o	++	+	-	-	--	--
Plattformstrategie	5	+	++	+	++	+	o	o	o	o
Herstellkosten	6	+	o	-	++	o	+	o	+	-
Leergewicht	7	+	o	-	++	-	+	-	+	-
Zuladung	8	o	+	++	o	++	+	++	+	++
Achslastverteilung	9	+	++	++	+	++	+	++	++	++
Traktion, trocken	10	+	++	++	+	++	++	++	++	++
Traktion, glatt	11	+	-	++	+	++	+	++	o	++
Traktion, Kurven	12	++	o	++	++	++	+	++	+	++
Traktion, Steigungen	13	o	+	++	o	++	+	++	+	++
Lenkungskomfort	14	o	++	+	o	+	+ +	+	++	+
Geradeausfahrt	15	++	+	++	++	++	-	o	o	+
Seitenwindstabilität	16	++	+	++	++	+	-	o	-	o
Lenkverhalten	17	+	+	++	+	++	+	++	+	++
Bremsverhalten	18	+	++	++	+	++	++	++	+	++

1.2.3 Fahrwerkkonzeption

Der Begriff „Fahrwerkkonzeption“ wird in diesem Buch mit Absicht benutzt, weil das Fahrwerk eine Komposition unterschiedlicher Systeme bedeutet. Zu jedem dieser Systeme lässt sich eine definierte Anzahl von Konzepten zuordnen. Das Fahrwerk hat kein eigenes Konzept aber eine Konzeption, die durch das Zusammenwirken der Konzepte der einzelnen Fahrwerksysteme entsteht.

In den Lastenheften der neuen Pkw-Modelle stehen für die Anforderungen an das Fahrwerk stets ähnliche Formulierungen [14, 15], nur deren Gewichtungen differenzieren sich je nach Fahrzeugklasse und Fahrzeughersteller deutlich voneinander:

- sicheres, stabiles, voraussehbares Fahrverhalten und Beherrschbarkeit bei allen Fahrbedingungen bis an die physikalischen Grenzen,
- stabile und komfortable Geradeausfahrt in Bezug auf Seitenwind und Fahrbahnunebenheiten,
- präzises (direktes und exaktes), intuitives Lenkverhalten, das sowohl komfortabel und leichtgängig ist, als auch das Gefühl für die Straße vermittelt,
- fein dosierbares, Vertrauen vermittelndes und standfähiges Bremsverhalten: kurze Bremswege, hohe Standfestigkeit, aktive Unterstützung in Notsituationen durch elektronische Radschlupfsysteme,
- komfortables Abrollen bei guter Kontrolle der Aufbaubewegungen; sanftes Schweben über unebenen Straßen,
- ein harmonisches Zusammenspiel aller Eigenschaften, das sowohl Fahrvergnügen als auch ein entspanntes Fahrerlebnis vermittelt.

Das Erreichen (oder nicht Erreichen) dieser Anforderungen hängt davon ab, ob die richtigen Konzepte für jedes Fahrwerksystem ausgewählt, aneinander angepasst und abgestimmt sind.

Die Festlegung der einzelnen Systemkonzepte für das Fahrwerk wird sehr stark beeinflusst von der gewählten Fahrzeugklasse, dem Antriebskonzept, den Außen- und Innenabmessungen (Packageanforderungen), den Komfortanforderungen sowie vom angestrebten Fahrdynamik- und Lenkverhalten. Dazu kommen natürlich auch die üblichen Anforderungen wie niedriges Gewicht, niedrige Kosten, Montierbarkeit, Service, Reparaturfreundlichkeit, Recyclebarkeit usw.

Die Fahrwerkkonzeption wird bestimmt durch:

- Vorderachskonzept,
- Hinterachskonzept,
- Federungs- und Dämpfungskonzept,
- Lenkungskonzept,
- Konzept der Bremsanlage,
- Fahrwerk-Regelungskonzept,

und wird vervollständigt durch die Festlegungen von:

- Rad und Reifen,
- Radlagerung und Radträger,
- Anbindung zum Aufbau (Achsträger),
- Achsantrieb,
- Pedalerie,
- Aggregatelagerung,
- Achsträger.

In den Folgekapiteln dieses Buches werden diese Konzepte und Komponenten ausführlich beschrieben.

1.2.4 Trends in der Fahrwerkkonzeption

Nachdem über einen langen Zeitraum der Automobilgeschichte wenige konventionelle Fahrzeugkonzepte, wie die Stufen- oder Schräghecklimousine, die Kombilimousine oder der Sportwagen den Schwerpunkt der Fahrzeugentwicklung bildeten, werden heute zunehmend stärker an die Kundenbedürfnisse angepasste Fahrzeugkonzepte, vielfach als Nischenmodelle bezeichnet, realisiert. Vielfalt bestimmt das Angebot. Allein in Europa gab es 2006 über 170 Premieren [16] (**Tabelle 1-3**). Der Trend in allen Fahrzeugklassen ist eindeutig weg von klassischen Limousinen, Stufenheck oder Kombis hin zu Cross-over-Autos. Nach der Welle mit MPVs und SUVs kamen die Micro- und Mini-Vans (Trendautos) und nun wird prognostiziert [17], dass der Anteil von Cross-over-Modellen bis zum Jahr 2010 im deutschen Markt auf 25 % steigt. Der Anteil von Trendautos bleibt bei 20 %. Die traditionellen Segmente dagegen sinken von 90 % in 1995 bis auf 50 % in 2010.

Cross-over sind die Mischmodelle wie z.B. Sport-Tourer (eine Mischung von Oberklassen Limousinen, Van und Off-Road – Mercedes R-Klasse mit 5 m Länge, Audi Pikes Peak), Off-Road SLK, SUV Cabriolet (**Bild 1-14**) oder Vario-Autos wie Citroen Pluriel.



Bild 1-14: Cross-over-Konzept; SUV-Cabriolet [18]

Tabelle 1-3: Pkw-Premieren in Europa 2006 [16]

	JANUAR	FEBRUAR	MÄRZ	APRIL	MAI	JUNI	JULI	AUGUST	SEPTEMBER	OKTOBER	NOVEMBER	DEZEMBER
Alfa Romeo	Brera		159 Sportwagon /P	Spyder/P	159 1.8, 2.4 JTDm 2.2 JTS, 3.2 JTS V6					159 JTDm Autom.		
Audi	S6 /P	A4 2.7 TDI	Allroad quattro /P, RS4 Avant /P	A3 2.0 TDI 170 PS	Q7	S8, TT /P, S6	RS4 Avant			TT, RS4 Cabrio, R8 /P	S3, A6 2.8 FSI, TT Roadster	
BMW/Mini		318i / 318 d Touring	Z4 /F, Z4 M-Roadster			3er Coupé /P	Mini Cooper S Works	Z4 Coupé /P, Z4 M-Coupé /P	3er Coupé	Mini /P, X3/F, X5/P	1er Dreitürer, M6 Cabrio, M5 Touring /P	
Chevrolet		Aveo, Kalos	SUV /P			Evanda /P, S3-X /P						
Chrysler /Jeep Dodge	PT Cruiser /F		PT Cruiser Cabrio /F	300 C SRT-8		Jeep Commander, Dodge Caliber	Grand Cherokee SRT-8			Jeep Compass		
Citroën	C6, C1 HDi, C1 „Start & Stop"						C6 2.2 HDi FAP 170		Picasso /P		C5 2.2 HDi FAP 170	
Daihatsu			Copen 1.3 /F	Sirion 4x4 AWD	SUV			„Emotional Concept"				
Ferrari / Maserati		Maserati Grandsport Spider	Ferrari Maranello, Maserati Quattroporte Sport GT									
Fiat	Panda SUV			SUV								Stilo / F
Ford		Galaxy /P	SAV /P				Focus Cabrio /P					
GM	Cadillac Escalade /P	Corvette Z 06		Cadillac BLS				Cadillac Escalade		Hummer H3		
Honda	Civic, Accord /F		Civic Hybrid /P			Legend /P						
Hyundai	Accent /P, Santa Fe /P	Sonata 2.0 CRDi	Accent	Santa Fe								Coupé /F
Jaguar			XK Cabrio	XK Coupé								
Kia		Magentis			Carnival	Sorento /F	Carens					
Land Rover									Freelander /P	Range Rover TD V8		Freelander
Lancia		Thesis 2.4 20V DPF	Musa 1.3	Phedra 2.0 JTD						Lancia SUV		
Lexus			RX /F	LS /P	GS 450h /P					LS		
Mazda	6 MPS					3 /F			3 MPS/P	CX-7 /P		
Mercedes	S 320 CDI, R-Klasse	G 320 CDI	SL/F, ML 63 AMG, S 63 AMG	GL/P	CLK 500	ML 420 CDI, E-Klasse /F	E 63 AMG, S 400	GL	CL /P		R 63 AMG	CL
Mitsubishi Motors				Colt Cabrio							Outlander /P	
Nissan			Note									
Opel		Meriva /F, Meriva OPC	Astra TwinTop,	GT /P				Antara				
Peugeot	107 2-Tronic, 207 /P	407 Coupé		407 2.2 HDi FAP 170, 407 V6 2.7 HDi FAP 205		207, 607 2.2 HDi FAP 170	807 2.0 HDi FAP 135		1007 1.6 HDi FAP 110 /P		1007 1.6 HDi FAP 110	
Porsche		911 Turbo	GT 3					Cayman		911 Targa		
Renault	Kangoo 4x4 /F	Mégane /F, 1.9 dCi FAP Autom., 2.0 dCi	Laguna 2.0 dCi FAP, Espace/F	Clio 2.0, 2.0 RS, Vel Satis 2.2 dCi FAP								
Saab			9-3 Cabriolet 1.9 TiD	9-5 Bio-Power								
Seat		Altea FR 2.0 TFSI, FR 2.0 TDI					Leon FR 2.0 TFSI, FR 2.0 TDI	Leon Cupra				
Skoda		Roomster /P				Superb /F		Roomster				
SsangYong									Actyon			
Subaru									B9 Tribeca			
Suzuki	Grand Vitara 1.9 DDiS		SUV /P		SUV				Swift Sport			
Toyota	Yaris	RAV-4	Prius /F			Avensis /F					Corolla / P	
Volvo				C70 Cabrio		S 40 D5,	V 50 D5	S 80		C 30 /P		
Volkswagen		Eos	Touran TSI, Polo GTI	Touareg 3.6 V6		Golf TSI, Golf Plus TSI	Jetta TSI			Cross-Fox	Cross-Polo	
Sonstige		Alpina D3	Lamborghini Gallardo Spyder	Bentley Azure Cabrio	Alpina B6 Coupé Cabrio							Bentley Continental GTC Cabrio
	JANUAR	FEBRUAR	MÄRZ	APRIL	MAI	JUNI	JULI	AUGUST	SEPTEMBER	OKTOBER	NOVEMBER	DEZEMBER

Die um 100 bis 150 mm höher gesetzten Versionen der Volumenmodelle mit großzügigem und variablem Platz in Innenraum gehören ebenfalls zu den Trend-Autos (Mercedes-Benz A- und B-Klasse, Ford C-Max, S-Max, Opel Zafira, VW Touran, Honda FRV, Renault Scènic).
Die Popularität der Cabriolets steigt durch die Einführung der versenkbaren Hardtops statt Stoffverdeck. Nach Peugeot 402 Eclipse (1937) und Mercedes-SLK (1997) bieten jetzt viele Automobilhersteller mindestens ein Cabriolet-Modell mit versenkbarem Dach.

Für das Fahrwerk bedeutet es, dass es zuerst mehr Varianten eines Grundfahrwerks geben wird. Die neuen Fahrwerke müssen daher eine Weiterentwicklung von Plattform und Baukastenstrategie zulassen, damit die Varianten mit möglichst wenigen Änderungen und Neuteilen innerhalb kürzester Zeit und mit minimalem Aufwand realisiert werden können.
Die bestehenden Trends bei den Antriebskonzepten setzen sich in den nächsten Jahren weiter fort: der Anteil an der gesamten Weltproduktion von kostengünstigen Modellen mit Front-Quer-Motor und Frontantrieb wird voraussichtlich von 75 % auf 77 % steigen, bis zu einer Obergrenze von 80 %. Der Anteil größerer Premium-Modelle mit Front-Längs-Motor und Heckantrieb wird von 16 % auf 14 % sinken (jedoch bei unveränderten Stückzahlen), bis zu einer unteren Grenze von 12 %. Die Allradversionen der beiden werden einen Anteil von 8 % erreichen.

1.3 Fahrwerkauslegung

Die Auslegung des Fahrwerks für neue Modelle basiert auf dem Lastenheft für das Fahrwerk, das aus dem Lastenheft für das Gesamtfahrzeug abgeleitet und mit den fahrwerkspezifischen Anforderungen ergänzt wird. Das Fahrzeug wird für ein bestimmtes Marktsegment und eine Käuferschicht vorgesehen und muss in diesem Segment den aktuell üblichen Merkmalen [19] und Abmessungen [10] entsprechen oder diese übertreffen (**Tabelle 1-4**).
Zum Vergleich werden sowohl Benchmark-Fahrzeuge des Wettbewerbs als auch die eigenen Referenz-Modelle festgelegt. Die Gesamtfahrzeugeigenschaften lassen sich z.B. in folgende für die Fahrwerksgestaltung wichtigen Merkmale untergliedern (fett: sehr wichtiges Merkmal, kursiv: wichtiges Merkmale, normal: weniger wichtiges Merkmale):

- *passive Sicherheit,*
- *aktive Sicherheit,*
- *Innen-, Außenabmessungen, Kofferraum,*
- Ergonomie, Bedienkomfort,
- aerodynamische Merkmale,
- **Fahrdynamik**,
- Emission,

Tabelle 1-4: Marksegment typische Merkmale und Abmessungen der Pkw

	Mini/Klein	Kompakt	Oberklasse	Luxus	Sport/Coupe	SUV	Gelände/Rally
Design	schnuckelig	vielseitig	exklusive	repräsentative	schnittig	kräftig	funktionell
Leistung	50/75 kW	75/100 kW	150 kW	>200 kW	>150 kW	>150kW	max. Leistung
Image	zweckmäßig	funktionell	Prestige	exklusiv	Fun to drive	viel Zweck	max. Händling
Verbrauch	sehr sparsam	sparsam	vernünftig	normal	weniger wichtig	akzeptabel	weniger wichtig
Preis	sehr günstig	günstig	annehmbar	normal	zweitrangig	normal	weniger wichtig
Fahrwerk	akzeptabel	gut	sehr gut	komfortabel	sportlich	gut	geländegängig
Gewicht	leicht	Minimum	akzeptabel	weniger wichtig	gutes kW/kg	akzeptabel	niedrig
NVH	akzeptabel	gut	sehr gut	extrem gut	gut in max. V	gut	weniger wichtig
Sitze	2 / 4	4 / 5	4 / 5	4 / 5	2+2	5 / 6 / 7	4 / 5
Raum	akzeptabel	ausreichend	großzügig	im Überfluss	zweitrangig	großzügig	gut
Länge [mm]	3600-3800	3800-4400	4300-4700	4700-5100	3700-4600	4500-4800	4400-4800
Radstand [mm]	2350-2500	2500-2700	2600-2900	2700-3200	2400-2700	2700-3000	2500-2800
Breite [mm]	1550-1650	1670-1750	1670-1770	1800-1900	1600-1760	1700-1900	1700-1900
Schulterbreite [mm]	1250-1360	1340-1440	1340-1460	1450-1500	1300-1450	1450-1650	1450-1600
Fußraum h. [mm]	700-850	750-880	800-920	900-1000	750-900	800-900	800-1000
Höhe [mm]	1350-1480	1350-1440	1360-1430	1400-1500	1350-1450	1600-1800	1600-1800
Gepäckraum [l]	200-400	250-550	330-550	500-600	200-500	250-1200	500-1000
Leergewicht [kg]	800-1300	1200-1600	1500-1800	2000-2600	1200-1800	1800-2900	1800-2600

- Antriebskonzept,
- *fahrdynamische Leistung,*
- Antriebsleistung,
- Verbrauch,
- **Fahrsicherheit,**
- **NVH** (Geräusch/Schwingung),
- **Fahrkomfort,**
- Elektrik/Elektronik,
- *Gewicht,*
- *Design Kompatibilität (Modularität),*
- Fixkosten, Recycling,
- Design, Styling,
- *Zuverlässigkeit,*
- *Kaufpreis, Betriebskosten.*

Es ist nun nicht möglich und auch nicht notwendig in allen diesen Merkmalen der Beste zu sein. Wichtig ist vielmehr für jedes einzelne Merkmal zu entscheiden, ob man in dieser Kategorie der Klassenbeste, unter den Besten oder Durchschnitt sein will bzw. darunter bleiben kann. Danach werden die Prioritäten und die Gewichtung der einzelnen Merkmale festgelegt. Die ausgewählten Wettbewerbs- und Eigenmodelle werden nach diesen Merkmalen analisiert und quantifiziert, um möglichst viele objektive Werte für jedes Merkmal festzulegen.

Aus dieser Liste sind die fett gedruckten Merkmale 100 % fahrwerkrelevant und andere (kursive) werden durch das Fahrwerk mit beeinflusst, die dann in das Lastenheft für Fahrwerk aufgenommen werden. Einige andere Festlegungen wiederum beeinflussen in sehr großem Umfang das Fahrwerk, wie z.B. Antriebsart und Gewichtsverteilung auf den Achsen. Bei der Definition eines neuen Fahrzeugs ist es relativ selten, dass für das Nachfolgemodell eines vorhandenen Fahrwerks mehr als 15 bis 20 % wirklich neu sind. Es sind meist Verbesserungen an dem vorhandenen Fahrwerk. Das erkennt man, wenn man die Berichte über das Fahrwerk der neuen Modelle liest:

> *... alle Entwicklungsaktivitäten für das Fahrwerk sind daraufhin ausgerichtet, das hohe Niveau an aktiver Fahrsicherheit des Vorgängers nochmals zu steigern und markentypische Fahrwerkseigenschaften sicherzustellen ...*

> *... das erfolgsreiche Konzept des Vorgängers wurde übernommen und weiterentwickelt ..*

> *.. aufbauend auf den Qualitäten des Vorgängermodells und den neueren Erkenntnissen und Kriterien, die aus den Entwicklung von Schwestermodellen resultieren, wurde ein Fahrwerkkonzept entwickelt, das ein Optimum darstellt ...*

Nur bei den ganz neuen Modellen (z.B. DC C-Klasse W201, Smart, DC A-Klasse, VW Phaeton, Maybach, Mini, Opel Signum, Porsche Boxter, BMW 1er usw.) wird entweder ein ganz neues Fahrwerk entwickelt oder aber das vorhandene einer benachbarten Baureihe wesentlich überarbeitet (mehr als 25%).

Manchmal sind jedoch die gestiegenen Anforderungen durch eine Optimierung des Vorgängers nicht mehr zu erfüllen oder ein Modell muss durch einen großen Innovationsschub in seinen fahrdynamischen leistungen verbessert werden. Solche vollständig neu entwickelten Fahrwerke der letzten Jahre sind z.B.:

- Vierlenker-Vorderachse von Audi A4, A6, A8,
- Schwertlenker-Hinterachse Ford-Focus,
- Integrallenker-Hinterachse der BMW 5er,
- Mehrlenker-Hinterachse Volvo S80,
- Mehrlenker-Hinterachse VW Golf 5,
- Fünflenker-Hinterachse BMW 3er.

1.3.1 Anforderungen an das Fahrwerk

Die Anforderungen an das Fahrwerk lassen sich nach folgenden Fahrzeugmerkmalen zusammenfassen [20] (**Bild 1-15**):

- Fahrdynamik,
- Fahrkomfort,
- Fahrsicherheit,
- Fahrbedienung,
- Plattformstrategie,
- Fahrwerk-Gewicht,
- Fahrwerk-Kosten,
- Fahrwerk-Zuverlässigkeit,
- Fahrwerk-Robustheit.

Sie werden wiederum sehr stark beeinflusst von anderen Fahrzeugmerkmalen wie:

- Schwerpunktlage, Achslastverteilung,
- Antriebsanordnung,
- Außenabmessungen, Kofferraum, Tankinhalt,
- Fahrleistungen (z.B. Höchstgeschwindigkeit, Motordrehmoment),
- Aerodynamik (Auftriebsbeiwerte),
- Karoseriesteifigkeit.

Die **Fahrdynamik** bestimmenden Faktoren sind:

- Anlenkverhalten,
- Zielgenauigkeit,
- Pendelstabilität,
- Traktion,
- Eigenlenkverhalten,
- Lastwechselreaktionen,
- Handlichkeit,
- Geradeauslauf,
- Lenk-/Bremsverhalten,
- Verreißsicherheit,
- Federungslenken,
- Aufbaukontrolle.

Die **Fahrkomfort** bestimmenden Faktoren sind:

- Aufbaubeschleunigung,
- Wankfederverhalten,
- Kopierverhalten der Einzelräder,
- Anfahr-/Bremsnicken,
- Raddämpfung,
- Kantenempfindlichkeit,
- Prellen,
- Schluckvermögen,
- Reiten/Anfedern,
- Stuckern (5 bis 15 Hz),
- Aufbauzittern,
- Lenkungszittern,
- Lenkstößigkeit.

Die **Fahrsicherheit** bestimmenden Faktoren sind:

- Beherrschbarkeit in den Kurven,
- Beherrschbarkeit bei hoher Geschwindigkeit,
- Beherrschbarkeit auf schlechter Fahrbahn,
- Beherrschbarkeit auf glatter Fahrbahn,
- Gutmütigkeit des Fahrwerkverhaltens im Grenzbereich,
- Voraussehbarkeit des Fahrzeugsverhaltens,
- Gefühl für die Strasse,
- Bremsweg, Dosierbarkeit der Bremse,
- Radschlupf Regelungssysteme (aktive Unterstützung in Notsituationen),
- Fahrerassistenzsysteme (aktive Unterstützung bei normalen Fahrsituationen).

Bild 1-16 nach [22] stellt eine Zusammenfassung aller Anforderungen und deren Wirkungen am Fahrwerk dar. Diese Anforderungen werden erfüllt durch das Zusammenwirken der Fahrwerksysteme und Komponenten. Diese sind:

- Vorderachse,
- Hinterachse,
- Federung und Dämpfung,

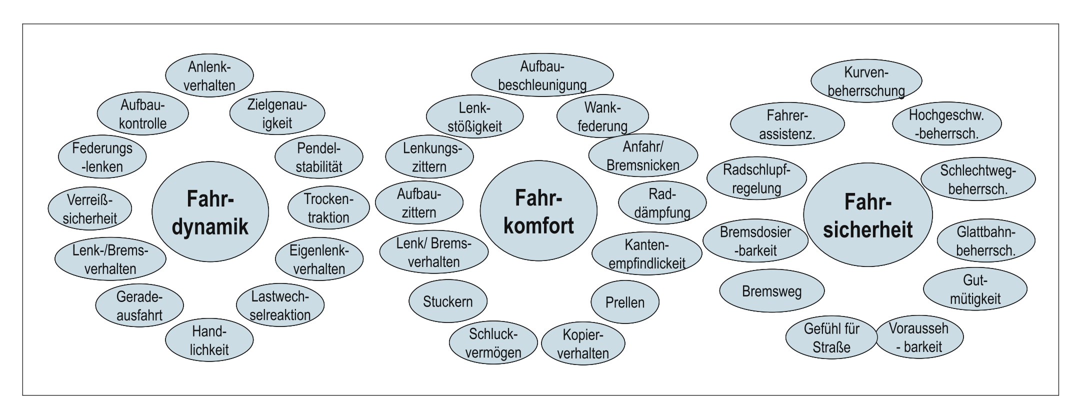


Bild 1-15: Beurteilungsmerkmale des Fahrwerks in Hinblick auf Dynamik, Komfort und Sicherheit [21]

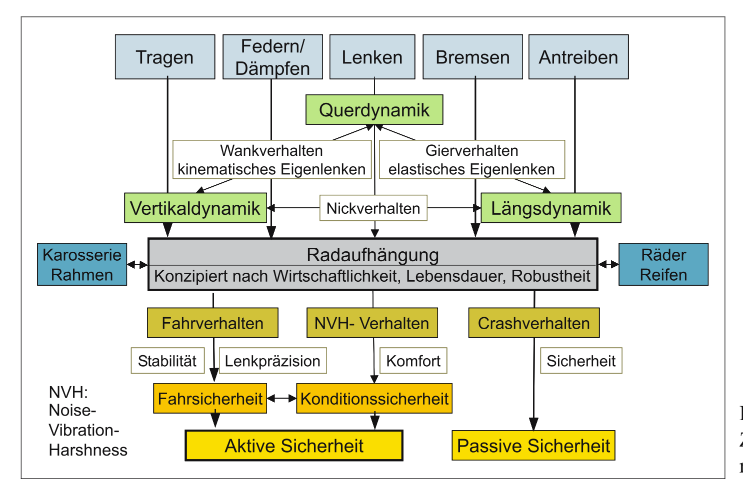


Bild 1-16: Zusammenstellung der Anforderungen an das Fahrwerk

- ♦ Bremssystem,
- ♦ Lenksystem,
- ♦ Räder und Reifen,
- ♦ Fahrwerkregelsysteme,
- ♦ Pedalerie, Lenkrad,
- ♦ Aggregatelagerung.

Nur ein perfekt abgestimmtes System aller Komponenten kann für hervorragende Fahreigenschaften und gutes Handling des Fahrzeuges sorgen.

1.3.2 Fahrwerk-Kinematikauslegung

Die Fahrwerkauslegung wird nach der Verabschiedung des Fahrwerklastenheftes und Festlegung der Konzepte für die einzelnen Fahrwerksysteme sowie nicht systemgebundenen Komponenten definiert.
Im Prozess der Fahrwerksauslegung erfolgt die Festlegung der Abmessungen, Toleranzen, Materialien, Oberflächen, Fertigungsverfahren, Verbindungsverfahren aller Baugruppen und Einzelteile.
Im ersten Schritt wird die Kinematik ausgelegt und optimiert, was eine funktionelle Optimierung bedeutet. Im nächsten Schritt werden die einzelnen Komponenten (Lenker und Gelenke) mit ihren Bauräumen entsprechend den Belastungen sowie Steifigkeiten dimensioniert und in mehreren Iterationen optimiert.
Die Kinematikauslegung des Fahrwerks ist gleichbedeutend mit der Kinematik der Radaufhängung, weil nur diese eine kinematische Kette bildet.

1.3.3 Kinematik der Radaufhängung

Wegen der Bedeutung der Stellung des Reifens zur Fahrbahn spielt die kinematische Analyse der Aufhängung eine sehr wichtige Rolle. Sie steht am Anfang der Fahrwerkentwicklung, unmittelbar nach der Festlegung des Radaufhängungskonzepts [23].
Für weitere Beschreibungen ist zuerst ein Koordinatensystem für das Auto zu definieren, auf das sich dann die Radaufhängung bezieht. **Bild 1-17** zeigt das rechtshändige, fahrzeuggebundene Koordinatensystem nach ISO 88551.3 / DIN 70000.
Die x-Achse weist in der Fahrzeugmittelebene nach vorn, die y-Achse nach links und die z-Achse nach oben. Der Koordinatenmittelpunkt befindet sich in der Vorderachsebene, auf der Fahrbahn. Für die Beschreibung der Radkinematik wird dieses System auf die Mitte der Radaufstandfläche in Konstruktionslage und auf die Radachse parallel verschoben, um die Radbewegungen ausgehend aus der Radruhelage zu beschreiben.

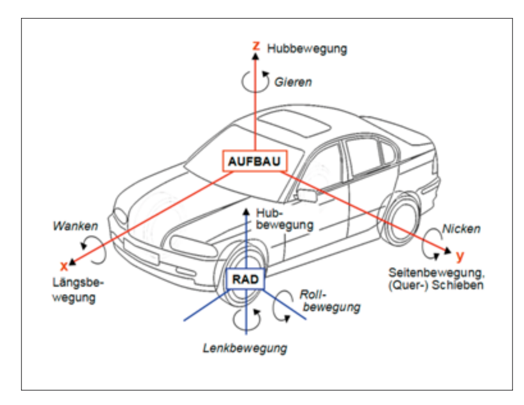


Bild 1-17: Fahrzeugkoordinatensystem nach ISO 8855 bzw. DIN 70000

Die Kinematik der Radaufhängung bestimmt die räumliche Bewegung des Rades bei Federungs- und Lenkbewegungen. Durch das gewählte Aufhängungskonzept liegen Anzahl und Relativanordnung (Topologie) der Kinematikpunkte fest. Die weiteren Festlegungen aus dem Fahrwerklastenheft wie Radstand, Spurweite, Reifen- und Felgengrößen ermöglichen die Positionierung der Kinematikpunkte relativ zum Fahrzeug.
Für die Berechnung einiger Kenngrößen wie Bremsnickausgleich usw. werden außerdem die Lage des Schwerpunkts, Achsgewichte, Achslasten, Bremskraftverteilung und Antriebskraftverteilung (bei Allradantrieb) benötigt.
Im Folgenden werden alle fahrwerkspezifischen Kenngrößen beschrieben und erläutert.

1.3.3.1 Kenngrößen des Fahrwerks am Fahrzeug

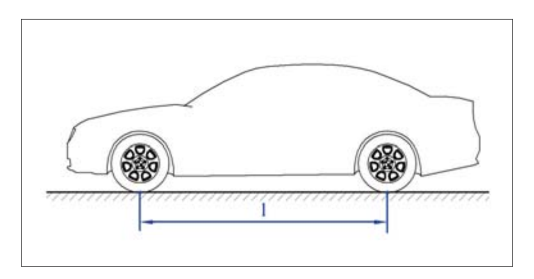


Bild 1-18: Radstand l nach ISO 612/DIN 70000

Radstand *l* (*wheelbase*, *empattement*):
Abstand der Radaufstandspunkte der Vorder- und Hinterräder in der x-y-Ebene (**Bild 1-18**).

Radaufstandspunkt (*wheel contact point*, *point de contact de la roue avec la chaussée*): Schnittpunkt der Radmittelebene mit der Projektion der Raddrehachse auf die Fahrbahnebene.

Langer Radstand:

- mehr Raum für Passagiere,
- besserer Fahrkomfort,
- bessere Fahrsicherheit.

Kurzer Radstand:

- bessere Handlichkeit (Kurven, Parken),
- geringere Kosten und Gewicht.

Typische Werte:

- 2100 bis 3500 mm, Mittelwert: 2500 mm
- Radstand/Fahrzeuglänge: 0,6 ±0,07

Allgemeine Empfehlung: Der Radstand sollte möglichst groß sein.

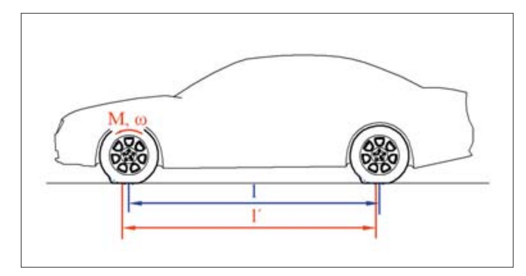


Bild 1-19: Radstandsänderung

Radstandsänderung (*wheelbase changes*, *modification de l´empattement*): Durch die Federung des Rades können sich der Aufstandspunkt und damit der Radstand ändern (**Bild 1-19**).

Vorteile:

- Fahrwerk weicht horizontal Stößen aus,
- positiv für die Federung,
- Verbesserung des Abrollkomforts.

Nachteile:

- Drehzahlen der Räder schwanken,
- Drehschwingungen im Antriebstrang,
- Raddrehzahlsignale (ABS) verfälscht,
- Bremshüpfen kann angefacht werden.

Typische Werte:

- im Allgemeinen sehr klein, bis 20 mm.

Spurweite *s* (*track width, écartement des roues*): Abstand der Radaufstandspunkte einer Achse in der Projektion auf die *y*-*z*-Ebene (**Bild 1-20**).

Breite Spurweite:

- besseres Fahrverhalten,
- geringes Wanken,
- besseres Design.

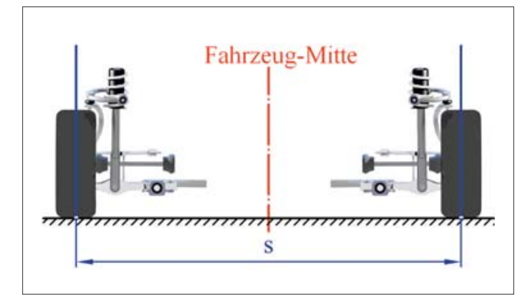


Bild 1-20: Spurweite *s* nach ISO 612/DIN 70000

Typische Werte:

- 1210 bis 1600 mm,
- Spurweite/Fahrzeugbreite: 0,80 bis 0,86.

Bemerkung: Spurweite der Vorder- bzw. Hinterräder können unterschiedlich sein.

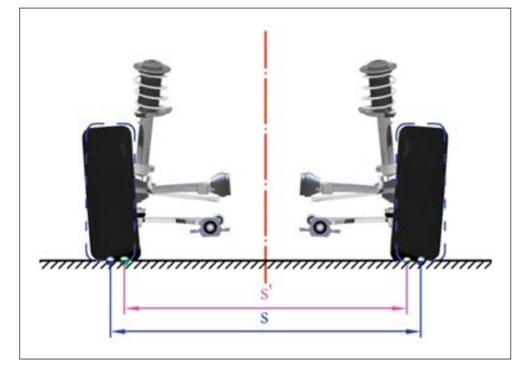


Bild 1-21: Spurweitenänderung

Spurweitenänderung (*wheel track change, modification de l´écartement des roues*): Durch Sturzänderung des Rades und kinematische Einflüsse während der Federbewegung ändern sich der Aufstandspunkt und damit die Spurweite (**Bild 1-21**).

Nachteile:

- Schlupf am Reifenlatsch entsteht,
- Geradeausfahrt gestört,
- Seitenkräfte entstehen,
- Rollwiderstand steigt.
- negative Rückwirkung auf die Lenkung.

Typische Werte:

- im Allgemeinen sehr klein, bis 20 mm.

Allgemeine Empfehlung: Spurweitenänderung gering halten.

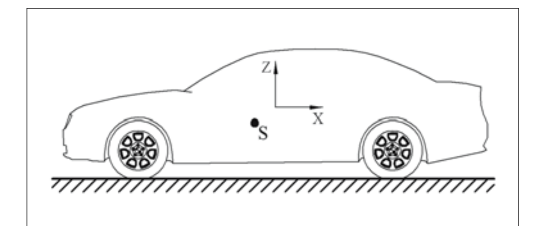


Bild 1-22: Fahrzeug-Schwerpunktlage *S*

Fahrzeug Schwerpunktlage *S* (*center of gravity, position du centre de gravité*): Der fiktive Punkt, in dem die Gesamtfahrzeugmasse auf einem Punkt konzentriert angenommen werden kann (**Bild 1-22**).

Niedrige Schwerpunktlage:

- gutes Fahrverhalten, Fahrsicherheit,
- geringes Wanken und Nicken,
- geringe Radlastschwankung bei Steigungen.

Hohe Schwerpunktlage:

- bessere Hinterachsbelastung in Steigung.

Typische Werte:

- 1000 bis 1750 mm hinter der Vorderachse,
- 300 bis 750 mm über der Fahrbahn.

Bemerkungen: Die Schwerpunktlage ist abhängig von der Fahrzeugbeladung.

Achslastverteilung: Das Verhältnis der Abstände in *x*-Richtung von der Schwerpunktlage zur Front- und Hinterachse.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- 44 : 56 bis 56 : 44.

Mit diesen grundlegenden Daten liegen einige der Informationen vor, um mit der kinematischen Auslegung der Radaufhängung zu beginnen. Ziel der Auslegung ist, die Ermittlung aller Kinematikpunkte, die auch als *hard points* bekannt sind, damit die Anforderungen an das Fahrwerk erfüllt sind. Mit der Festlegung der Kinematikpunkte liegen auch die Lenkerlängen, jedoch noch nicht die Lenkerquerschnitte und das Package fest.

1.3.3.2 Momentanpole der Radaufhängung

Die meisten Radaufhängungen führen komplizierte räumliche Bewegungen aus. Diese lassen sich vereinfachen, wenn sie in zwei Ebenen (Ansichten) dargestellt werden [12]. Jeder starre Körper (z.B. der Radträger) einer kinematischen Kette hat bei einer Bewegung momentan einen Punkt, der sich nicht bewegt ($v = 0$); der Körper dreht sich um diesen Punkt, der „Momentanpol P" heißt. Der Momentanpol lässt sich einfach finden und ersetzt augenblicklich alle Glieder einer Kette.

Die räumliche Bewegung der Radaufhängung (Radmittelpunkt und Radaufstandspunkt) kann in die Längs- und Querebenen projiziert werden (Seitenansicht und Ansicht von hinten). Es ist zweckmäßig, das momentane Zentrum der Drehpunkte in beiden Ebenen, d.h. die Längs- und Querpole des Rades, zu bestimmen. Diese können dann als die Verbindungsstellen der Radaufhängung zum Aufbau angenommen werden (**Bild 1-23**).

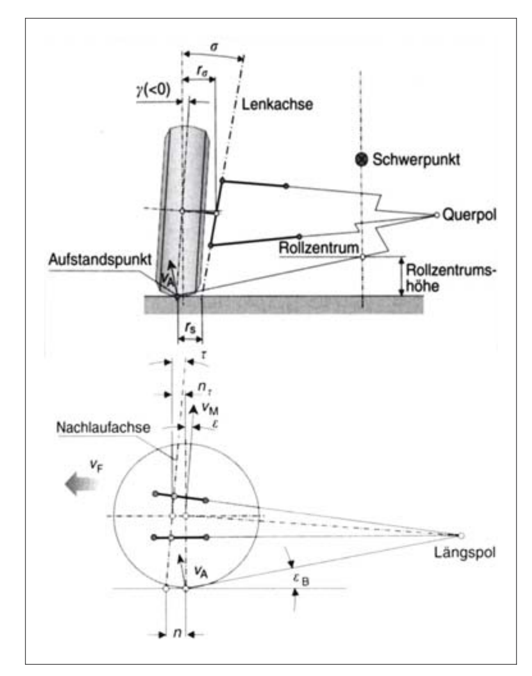


Bild 1-23: Längs- und Querpole der Radaufhängung [10]

1.3.3.3 Radhubkinematik

Die Radbewegung kann im einfachsten Fall auf eine Linear- oder Drehbewegung zurückgeführt werden. Diese Art der Radbewegung kann erreicht werden, wenn das Rad sich linear vertikal bewegt (Drehschubgelenk) oder um die Quer-, Längs- oder Schrägachse mit einem Längs-, Quer- oder Schräglenker dreht. Bei diesen einfachsten Radaufhängungen (**Bild 1-24**) werden die Lenker am Radträger ohne Gelenk (unmittelbar) fest verbunden. Die Radmitte bewegt sich in einer Ebene entlang einer Kurve. Eine derartige Radaufhängung kann aber die vielfältigen Anforderungen an das heutige Fahrwerk nicht erfüllen.

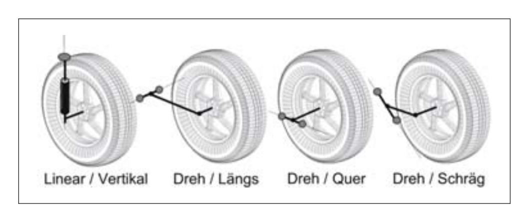


Bild 1-24: Radführungen mit einem Lenker

Besseren Komfort und Fahrdynamik errreicht man, wenn der Lenker gelenkig (mittelbar) am Radträger befestigt wird und weitere Radführungselemente hinzukommen. Dann entsteht eine McPherson-Aufhängung (ein Dreieckslenker und ein Drehschubgelenk, das so genannte „Federbein") oder eine Doppelquerlenkeraufhängung (zwei Querlenker übereinander) (**Bild 1-25**, a und b). Der Radmittelpunkt bewegt sich jedoch immer noch in einer Ebene.

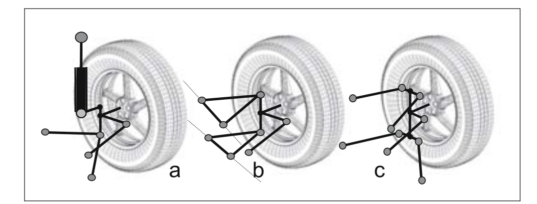


Bild 1-25: Radführungen mit mehreren Lenkern

Noch aufwändiger werden die Aufhängungen [12], wenn die Drehachsen schräg angeordnet sind oder die Dreipunktlenker aufgelöst werden (**Bild 1-25**, c) oder aber ein Vierpunktlenker eingebaut wird (Abschnitt 4.3.1).
Für die nicht angetriebenen Achsen genügen die ebenen oder sphärischen Aufhängungen, weil die dabei frei wählbaren Parameter ausreichen, die Kinematik der Aufhängung zu optimieren.
Bei den modernen Radführungen an angetriebenen Achsen durchläuft der Radträger eine räumliche Koppelbewegung beim Ein- und Ausfedern. Die räumliche Bewegung lässt sich durch fünf voneinander unabhängige Parameter beschreiben, die ausschließlich von der Kinematik der Aufhängung abhängig sind. Der **Stützwinkel** (die vertikale Neigung des Rades zur Fahrbahn) beeinflusst die Übertragbarkeit der Seitenkräfte. Der **Schrägfederungswinkel** bestimmt die Übertragung der Längskräfte. Das **Rollzentrum** sagt etwas über die Art der Seitenkraftabstützung. Die **Vorspuränderung** bestimmt das Eigenlenkverhalten beim Ein- und Ausfedern und zusammen mit der **Sturzänderung** beeinflusst sie das Seitenführungsvermögen der Radaufhängung in den Grenzsituationen. Sie ist von erheblicher Bedeutung für die Fahrstabilität. Um diese Zusammenhänge besser zu verstehen, werden zuerst diese Kenngrößen definiert und erläutert.

1.3.3.4 Kenngrößen der Radhubkinematik

Die Lage des Rades wird durch viele Kenngrößen definiert. Diese sind abhängig von der Kinematikkette, den kinematischen Abmessungen und von dem momentanen Federungsstand des Rades [21].

Radhub (*wheel travel, course de la roue*)
Radhub, Federweg: Der Verschiebeweg s des Radaufstandpunktes, den das Rad von der Konstruktionslage aus zurücklegt. Positiv beim Einfedern, negativ beim Ausfedern des Rades.

Typische Werte der maximalen Federwege aus der Konstruktionslage:

- Einfederung 60 bis 100 mm,
- Ausfederung 70 bis 120 mm.

Bemerkungen: Als Konstruktionslage wird häufig der Leerzustand oder ein Zustand mit geringer Beladung (z.B. 2 Personen) definiert. Die SUVs und Geländefahrzeuge haben deutlich größere Federwege (über 100 mm). Auch die Fahrzeuge der Premiumklasse haben aus Komfortgründen größere Federwege. Eine Niveauregelung gleicht den Federwegverlust durch Beladung aus. Die Radhübe können kleiner ausgelegt werden und die Änderungen der kinematischen Kenngrößen bleiben geringer.

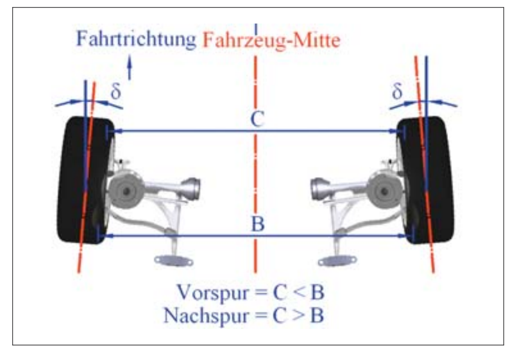


Bild 1-26: Spurwinkel δ, Vorspur C < B, Nachspur C > B, nach ISO 612/DIN 70000

Spurwinkeld δ (*toe angle, angle de pincement*): Der Winkel zwischen den Schnittlinien der Radmittelebenen beider Räder mit der Fahrbahnebene ohne Lenkeinschlag. Positiv wenn die Winkelspitze in die Fahrtrichtung zeigt (**Bild 1-26**).

Vorspur (*toe-in, pincement des roues*): Differenz der Abstände der Felgenhörner hinter und vor den Radmittelpunkten der Räder einer Achse, wenn der Abstand vorn kleiner ist als der Abstand hinten.

Nachspur (*toe-out, contre pincement des roues*): Wie oben, jedoch der Abstand der Felgenhörner vorn ist größer als der Abstand hinten.

Die Spur beeinflusst die Geradeausfahrt, das Kurvenverhalten und die Fahrwerkabstimmung.
Typische Werte für den Spurwinkel in der Konstruktionslage:

- für die Vorderachse bei Hinterradantrieb 0° bis +30',
- für die Vorderachse bei Vorderradantrieb –30' bis +20',
- für die Hinterachse max. –20' bis +20'.

Bemerkungen: Den geringsten Reifenverschleiß und Rollwiderstand hat ein genau geradeaus rollendes Rad. Bei Geradeausfahrt führt ein positiver Vorspurwinkel zu einem Reifenverschleiß auf den Außenschultern. Der statische Vorspurwinkel in der Konstruktionslage sollte nur so groß sein, dass die Vorspuränderung, die beim Fahren in Verbindung mit Elastizitäten entsteht, gerade noch kompensiert wird.

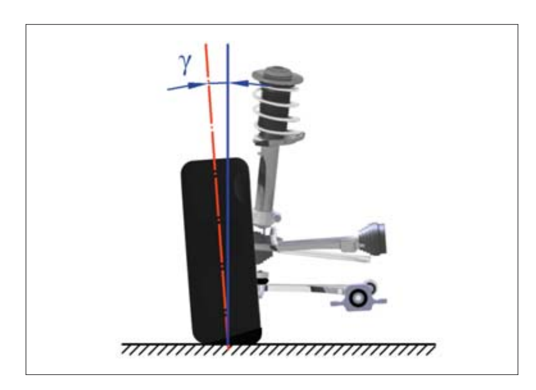


Bild 1-27: Sturz γ nach ISO 612/DIN 70000

Sturz γ (*camber, carrossage*): Der Winkel zwischen der Radmittelebene und einer zur Fahrbahn senkrechten Ebene, die parallel zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene verläuft (**Bild 1-27**). Der Sturz beeinflusst die Querdynamik, Lenkrückstellung und Fahrwerkabstimmung.
Der Sturz wird positiv gewählt, wenn das Rad nach außen geneigt ist. Er ist negativ, wenn das Rad nach innen geneigt ist. Ein negativer Sturz am Kurvenaußenrad erzeugt Sturzseitenkräfte, die die Querführung der Achse verbessern.
Ein größerer Sturzwinkel verursacht Reifenverschleiß und höheren Rollwiderstand. Beim Geradeausfahren sollte er möglichst klein, jedoch positiv bleiben, um das Lenkradflattern zu unterdrücken.
Typische Werte in der Konstruktionslage [3]:

- –2° bis +2°.

Bemerkungen: Der Sturz trägt zur Reifenseitenführung in den Kurven bei. Der Sturz ändert sich mit der Federung, daher auch mit der Beladung.

Sturzseitenkraft und Sturzmoment entstehen, weil durch den Sturzwinkel der Reifen wie ein Kegel um den Schnittpunkt zwischen Fahrbahn und Radachse rollt. Das Rad ist dann bestrebt, mit einem Kreisbogen um die Spitze des Kegels zu rollen (**Bild 1-28**).

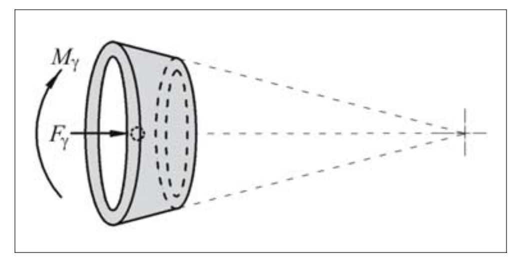


Bild 1-28: Sturzseitenkraft F_γ und Sturzmoment M_γ

Durch einen positiven Sturz ergeben sich Sturzseitenkräfte nach außen. D.h., um die Lenkachse wird ständig ein kleines Giermoment erzeugt, das dann dem Flattern des Rades, das um den Achssenkel wegen des Spiels oder der Elastizitäten am Lenkstrang entstehen kann, entgegen wirkt (Vorspannen).
Unter Einfluss der Längs- und Querneigung der Lenkachse ändert sich der Sturz auch beim Lenken. Die Lenkachsenquerneigung verursacht in der Kurve an den beiden Rädern eine Änderung des Radsturzes in positiver Richtung. Für das Kurveninnenrad wirkt es günstig, weil der negative Sturz, der durch die Wankbewegung des Aufbaues entsteht, kompensiert wird. Für das Kurvenaußenrad überlagern sich beide Effekte und es entsteht ein größerer positiver Sturz, der die Spursteife des Reifens senkt.
Die Lenkachsenlängsneigung verursacht beim Kurvenaußenrad einen negativen und beim Kurveninnenrad einen positiven Sturz. Die ungünstigen Auswirkungen der Querneigung auf das Außenrad werden dadurch verringert.

Wankpol (*roll center*, *centre de roulis*)
Wankpol/Momentanzentrum: der momentane Drehpunkt des Aufbaus in einer Achsebene, um den sich der Aufbau bei Wankbewegungen seitlich neigt (**Bild 1-29**).
Hoher Wankpol (oberhalb der Fahrbahn) :

- Aufbau wankt weniger, weil der Hebelarm-Wankpol zum Schwerpunkt klein ist.

Tiefer Wankpol (an oder unter der Fahrbahn):

- geringe Spurweiten und Sturzänderung.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- an der Hinterachse 80 bis 250 mm
- an der Vorderachse 0 bis 130 mm

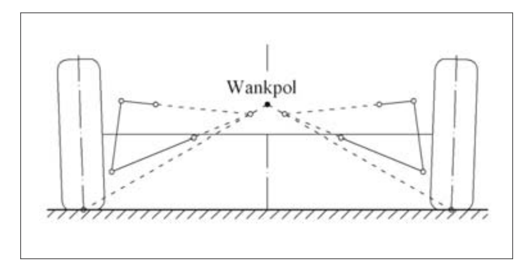


Bild 1-29: Wankpol Rad/Aufbau/Fahrbahn

Bemerkungen: Bei Einzelradaufhängungen wandern die Wankpole mit einseitiger Federung auch seitlich und es entstehen unerwünschte Aufstützeffekte der Lenkerkräfte auf den Aufbau. Der Wankpol beeinflusst die Radlaständerungen bei Kurvenfahrt und damit das Eigenlenkverhalten.

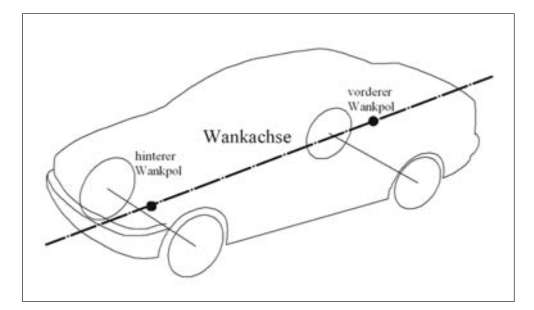


Bild 1-30: Wankachse Aufbau/Fahrbahn

Wankachse (*roll axis, axe de roulis*)
Wankachse/Rollachse: die Verbindungslinie der vorderen und hinteren Wankpole. Der Aufbau wankt um diese Achse, wenn an dem Schwerpunkt Seitenkräfte (Zentrifugalkraft in den Kurven etc.) eingeleitet werden (**Bild 1-30**).

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- leichte Neigung nach vorne max. 6° (neue Quellen empfehlen sogar 0°).

Bemerkungen: Durch die Neigung der Wankachse lässt sich die Verteilung der Wankfederrate auf die Vorder und Hinterachse beeinflussen. Liegt der hintere Wankpol höher, ist die Wankabstützung hinten auch höher mit dadurch entstehenden höheren Radlastdifferenzen, die wiederum das Seitenführungspotenzial reduzieren. D.h., das Fahrzeug verhält sich übersteuernd. Da die Wankpole sich beim Federn ändern, ändert sich die Wankachsenneigung ebenfalls wenn die Hinterachse beladen wird. Damit das Fahrverhalten bei voller Zuladung nicht beeinträchtigt wird, muss die Radkinematik so ausgelegt werden, dass die Wankachsenneigung sich mit zunehmender Beladung nicht all zu stark ändert.

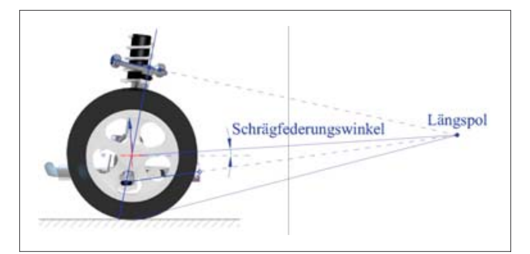


Bild 1-31: Schrägfederungswinkel ε

Schrägfederung ε (*diagonal springing, suspension oblique*): Federungswinkel des Rades in x-Richtung projektiert auf die x-z-Ebene (senkrecht zum Längspol) (**Bild 1-31**).
Bemerkungen: Im Gegensatz zur Längsfederung des Gummilagers und der Aufhängung hat die Schrägfederung für den Fahrkomfort keine große Bedeutung. Bei normalen Geschwindigkeiten können auftretende, hochfrequente Stöße durch die Schrägfederung nicht ausgeglichen werden. Sie stellt aber den Antriebsstützwinkel für den Antrieb über die Gelenkwellen dar und hält die Radaufhängung von Momenten frei.

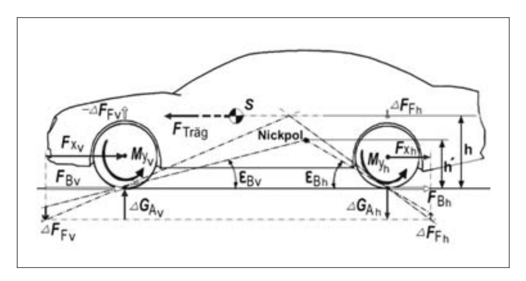


Bild 1-32: Bremsnickausgleich X_{BR}

Bremsnickausgleich X_{BR} (*anti dive, compensation du tangage au freinage*): Anteil der Abstützung der beim Bremsen entstehenden Nickmomente durch die Lenker (tatsächlicher Bremsabstützwinkel bzw. optimaler Bremsabstützwinkel). Der Rest wird durch die Federung aufgefangen (Fahrzeug nickt nach vorn) (**Bild 1-32**).

Hoher Bremsnickausgleich:

- Fahrzeug nickt beim Bremsen weniger.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- 60 bis 80 %.

Bemerkungen: Der Bremsnickausgleich hängt vom Radstand, der Schwerpunktshöhe und der Bremskraftverteilung ab. Der Bremsstützwinkel hängt jedoch allein von der Kinematik der Aufhängung ab und beschreibt die Neigung des Polstrahls vom Längspol zum Radaufstandspunkt.

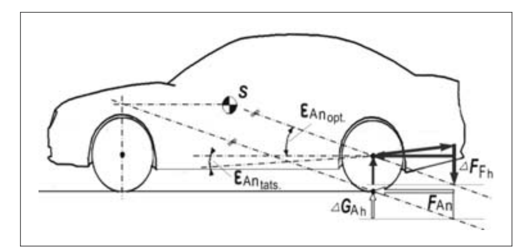


Bild 1-33: Anfahrnickausgleich X_{AN}

Anfahrnickausgleich X_{AN} (*anti lift, compensation du tangage à l´accélération*): Anteil der Abstützung der beim Beschleunigen entstehenden Nickmomente durch die Lenker (tatsächlicher Anfahrabstützwinkel bzw. optimaler Anfahrabstützwinkel) (**Bild 1-33**). Den Rest fängt die Federung auf (das Fahrzeug nickt nach hinten).
Hoher Anfahrnickausgleich:

- Fahrzeug nickt beim Anfahren weniger.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- 60 bis 80 %.

Bemerkungen: Die Antriebskraft greift über die Gelenkwelle an der Radmitte an. Das Versatzmoment von der Radmitte zum Radaufstandspunkt ist das Antriebsmoment und wird am Achsgetriebe abgestützt; das Rad bleibt gegenüber der Aufhängung drehbar und der Radaufstandspunkt dreht sich nicht mehr um den Längspol, sondern bewegt sich parallel zur Radmitte. Ein Anfahrnickausgleich ergibt sich bei negativen Schrägfederungswinkeln an der Vorderachse und bei positiven an der Hinterachse. Bei Starrachsen stützt sich das Antriebmoment am Achskörper ab; Antriebstützwinkel und Bremsstützwinkel sind in diesem Fall identisch.

1.3.3.5 Kenngrößen der Lenkkinematik

Die Vorderräder müssen um eine senkrechte Lenkachse drehbar gelagert sein. Deshalb muss die Vorderradaufhängung einen zusätzlichen Freiheitsgrad aufweisen. Die Lenkung muss nicht nur die Führung des Fahrzeugs ermöglichen sondern auch ständig eine Rückmeldung über Fahrzustand und Fahrbahnbeschaffenheit an den Fahrer geben, damit er richtig reagieren kann (Regelkreis). Diese Eigenschaften lassen sich im Wesentlichen mit einer ausgewogenen Anordnung der Lenkdrehachse erreichen [25].

Spurstangenweg (*tie rod stroke, course de la barre de direction*): der Verschiebeweg, den die Zahnstange der Lenkung (resp. Innengelenk der Spurstange) aus der 0-Position zurücklegt. Er wird positiv gezählt, wenn die Bewegung nach links und negativ gezählt, wenn die Bewegung nach rechts zeigt.
Typische Werte in der Konstruktionslage:

- 140 bis 180 mm Gesamtweg

Bemerkungen: Der Spurstangenweg ist nur indirekt von Bedeutung, wichtiger sind die Lenkwinkel. Große Wege bedeuten jedoch lange und schwere Lenkgetriebe und dementsprechend kurze Spurstangen, die zu vermeiden sind.
Bei der Auslegung der Lenkkinematik sind neben des Spurstangenweges auch weitere, unten beschriebene kinematische Kenngrößen von Bedeutung.

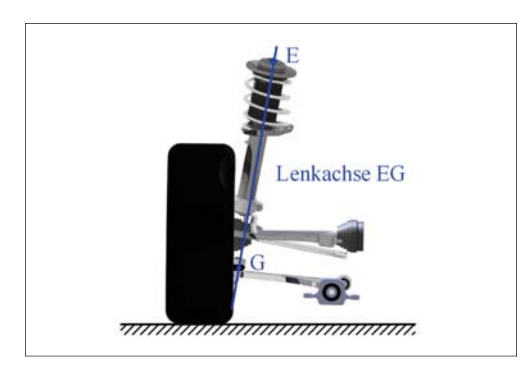


Bild 1-34: Lenkachse (Achsschenkelachse)

Lenkachse (*king pin axis, essieu directeur*): die Achse, um die das Rad sich beim Lenken dreht (frühere Achsschenkelachse) (**Bild 1-34**).
Bemerkungen: Die Lenkachse wird immer an der Innenseite, räumlich leicht geneigt zur Vertikalachse ausgelegt. Die Neigung ist zweckmäßigerweise nach hinten und nach innen gerichtet. Die Lage und die Neigungen der Lenkachse werden mit Kenngrößen Spreizungswinkel, Lenkrollradius und Nachlaufwinkel, Nachlaufstrecke definiert.

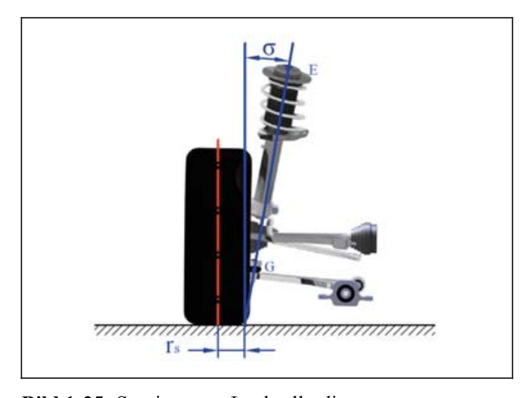


Bild 1-35: Spreizung σ, Lenkrollradius r_s

Lenkachsenspreizung σ (*king pin inclination, inclination de pivot de fusée*): Neigungswinkel der Lenkachse zu einer Senkrechten auf der Fahrbahn in der y-z-Ebene (**Bild 1-35**). Positiv, wenn die Achse nach innen geneigt ist.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- Hinterradantrieb mit Motor vorn 5 bis 9°,
- Hinterradantrieb mit Motor hinten 5 bis 13°,
- Vorderradantrieb mit Motor vorn 8 bis 16°.

Bemerkungen: Die Spreizung bestimmt den Lenkrollradius und unterstützt damit die Lenkrückstellung. Sie hat außerdem Einfluss auf die Spurstangenlänge und die Nachlaufänderung.

Lenkrollradius r_s (*scrub radius, déport au sol*): Abstand des Schnittpunktes der Lenkachse mit der Fahrbahnebene und von der Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahn (**Bild 1-35**).
Positiver Lenkrollradius, wenn Lenkachsenschnittpunkt mit der Fahrbahn von der Radmittelebene aus nach innen, negativer Lenkrollradius, wenn er von der Radmittelebene aus nach außen liegt.
Typische Werte in der Konstruktionslage:

- –20 bis +80 mm. Heute wird der Lenkrollradius wegen ABS meist nahe 0 mm (*center point steering*) eingestellt, um den Einfluss der Schwingungen durch den ABS-Eingriff auszuschalten.

Bemerkungen: Durch den negativen Lenkrollradius bei μ-Split-Bremsung wird ein Lenkwinkel erzeugt, der dem durch μ-Split entstehenden Giermoment entgegen wirkt (**Bild 1-36**). Der Lenkrollradius kann sich für unterschiedliche Reifenbreiten ändern.

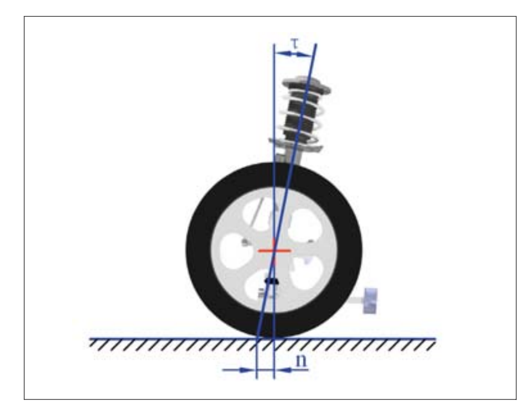


Bild 1-37: Nachlaufwinkel τ, Nachlaufstrecke n

Nachlaufwinkel τ (*caster angle, angle de chasse*): Neigungswinkel der Lenkachse zum senkrechten auf der Fahrbahn in der *x*-*z*-Ebene (**Bild 1-37**). Positiv gezählt, wenn die Achse nach hinten geneigt ist.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- Hinterradantrieb mit Motor vorn 1 bis 10°,
- Hinterradantrieb mit Motor hinten 3 bis 15°,
- Vorderradantrieb mit Motor vorn 1 bis 5°.

Bemerkungen: Durch Nachlauf und Spreizung wird der Aufbau beim Lenken angehoben, der dann beim Loslassen des Lenkrads die Rückstellung der Räder unterstützt (Gewichtsrückstellung). Der Nachlaufwinkel erzeugt am kurvenäußeren eingeschlagenen Rad einen negativen Sturz, der die Seitenkraftübertragung begünstigt.

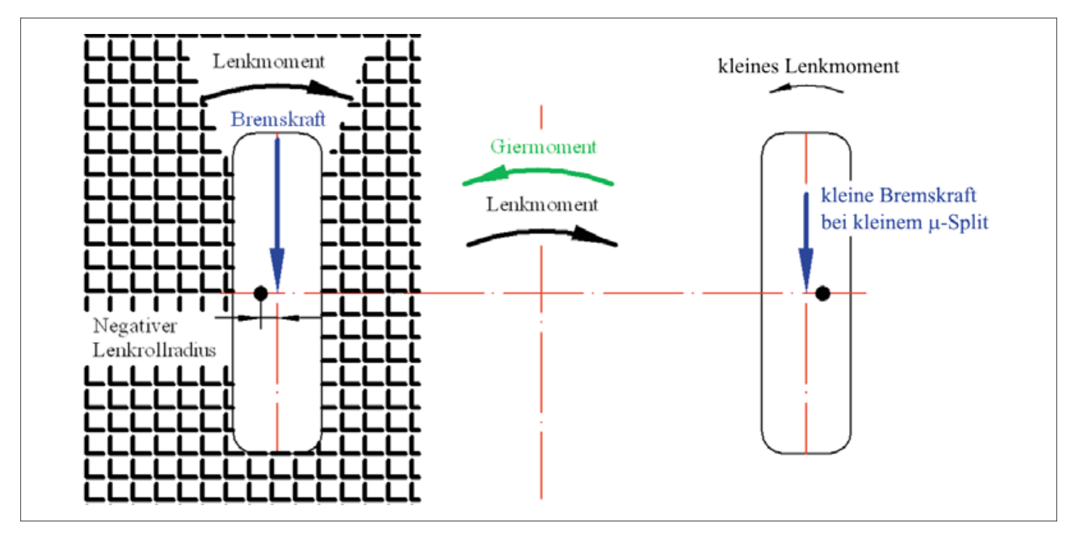


Bild 1-36: Einfluss des Rollradius beim μ-Split; links: Gebiet hoher Griffigkeit, rechts: Gebiet niedriger Griffigkeit

Nachlaufstrecke (Nachlauf) *n* (*caster trail, chasse*): Abstand in *x*-Richtung zwischen dem Durchstoß der Lenkachse mit der Fahrbahn und der Senkrechten zur Fahrbahn am Radaufstandspunkt (**Bild 1-37**). Der Nachlauf wird positiv gezählt, wenn der Schnittpunkt vor dem Radaufstandspunkt liegt.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- bei mechanischer Lenkung: 0 mm,
- bei Servolenkung: 10 bis 40 mm.

Bemerkungen: Die Nachlaufstrecke ist sehr wichtig für die Lenkrückstellung, weil beim positiven Nachlauf das Rad genau wie bei einem Nachlaufrad, hinter der Lenkachse und dadurch immer in der Spur bleibt. Dieser Effekt entsteht durch ein Rückstellmoment infolge der Querkräfte, die am Reifenlatsch angreifen. Der Nachlauf verschlechtert jedoch das Seitenwindverhalten, die Empfindlichkeit bei Fahrbahnunebenheiten und das Zurückschlagen der Lenkung bei der Fahrt über ein Hindernis in der Kurve.

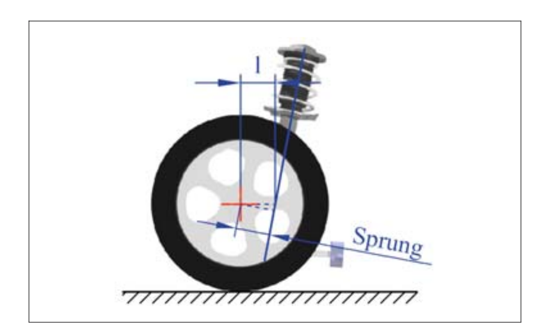


Bild 1-38: Nachlaufversatz l_{NLV}, Sprung s_{NLV}

Nachlaufversatz (Radversetzung) l_{NLV} (*spindle offset, déport de chasse*): horizontaler Abstand, der sich zwischen dem Radmittelpunkt und der Lenkachse auf der *x-z*-Ebene am Radmittelpunkt ergibt. Er wird positiv gezählt, wenn der Radmittelpunkt hinter der Lenkachse liegt.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- 35 bis 65 mm.

Bemerkungen: Der Nachlaufversatz ermöglicht den Nachlauf unabhängig vom Nachlaufwinkel auszulegen. Beim Durchfedern dreht sich der Radträger in der Seitenansicht um seinen Längspol; Nachlaufwinkel und -strecke ändern sich. Diese sind zu begrenzen, um das Rückstellverhalten nicht zu sehr zu beeinflussen, indem der Längspol weit genug entfernt von der Radmitte liegt. Dies schränkt jedoch die Größe der Stützwinkel ein.

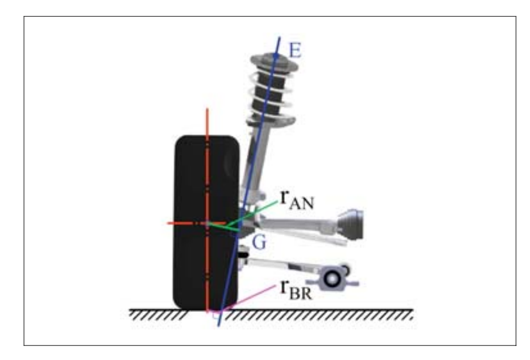


Bild 1-39: Störkrafthebelarm beim Bremsen (r_{BR}) und beim Antreiben (r_{AN})

Störkrafthebelarm r_{AN} (*lateral offset on the ground, bras de levier de la force perturbatrice*)

Störkrafthebelarm beim Bremsen r_{BR}: der senkrechte Abstand vom Radaufstandspunkt zur Lenkachse. Der Störkrafthebelarm entspricht dem Lenkrollradius multipliziert mit dem Kosinus des Nachlaufwinkels und des Spreizungswinkels (**Bild 1-39**).
Störkrafthebelarm beim Antreiben r_{AN}: der senkrechte Abstand vom Radmittelpunkt zur Lenkachse (**Bild 1-39**).
Die beim Bremsen und Anfahren entstehenden Längskräfte verursachen ein Drehmoment um die Lenkachse, die dann störend auf das Lenksystem wirken. Diese sind proportional abhängig von den Störkrafthebelarmen.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- 10 bis 50 mm

Bemerkungen: Die in der Kurvenfahrt auftretenden Antriebsmomentdifferenzen zwischen den beiden Rädern werden durch den Störkrafthebelarm verstärkt und verursachen Lenkmomente und Lenkradschwingungen. Ein kleiner Störkrafthebelarm ist daher bei den frontangetriebenen Fahrzeugen besonders erwünscht.

Radlenkwinkel δ (*steer angle, angle de braquage des roues*): Winkel zwischen der *x*-Achse des Fahrzeugkoordinatensystems und der Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene (**Bild 1-40**).
Die Radlenkwinkel zeigen, wie stark die Räder zu lenken sind. Wegen der Lenkkinematik und der Ackermann-Bedingung haben die beiden Räder voneinander abweichende Lenkwinkel.

Typische Werte für die maximalen Lenkwinkel in der Konstruktionslage:

- 30° bis 43° in beiden Richtungen.

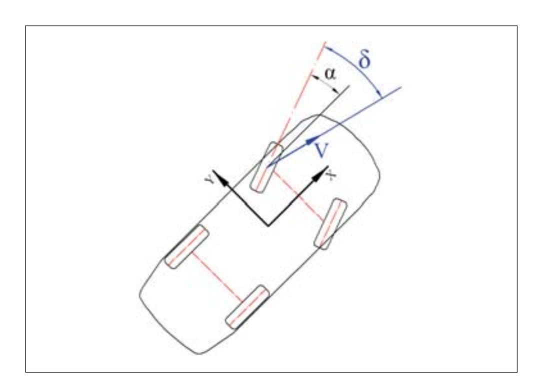


Bild 1-40: Radlenkwinkel δ, Schräglaufwinkel α

Bemerkungen: Ein großer Radlenkwinkel reduziert den Wendekreis, erleichtert das Parken, benötigt jedoch größere Lenkraddrehungen. Die Lenkraddrehwinkel und Lenkgetriebeübersetzung bestimmen den Radlenkwinkel. Der Radlenkwinkel wird begrenzt durch den Freiraum im Radkasten und durch die Anordnung der Aufhängung sowie den zulässigen Beugewinkeln der Seitenwellen.

Schräglaufwinkel α (*side slip angle, inclinaison de l´ace – pivot d´essieu*): der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor des Rades entlang der Radmittelebe und der tatsächlichen Bewegungsrichtung des Fahrzeugs im Radaufstandspunkt (**Bild 1-40**).
Der Schräglaufwinkel entsteht vorwiegend dann, wenn an der Radaufstandsfläche Seitenkräfte einwirken.
Bemerkungen: Der Schräglaufwinkel bestimmt, zusammen mit den Reifen- und Fahrbahneigenschaften, die Höhe der noch übertragbaren Seitenkraft und hat eine große Wirkung bei Kurvenfahrten.

Ackermannwinkel δ_{AM} (*Ackerman angle, angle de Jeantaud*): der Vorderradlenkwinkel, um ein frontgelenktes Fahrzeug ohne Seitenkraft und damit ohne Schräglaufwinkel, d.h., bei sehr langsamer Fahrt, um eine Kurve zu führen (**Bild 1-41**). Da die beiden Räder auf unterschiedlichen Kurvenradien laufen, müssen sie auch unterschiedliche Ackermannwinkel aufweisen (Lenkwinkel am Innenrad muss größer sein als am Außenrad).
Der Ackermann-Anteil ist das prozentuale Verhältnis aus tatsächlich vorhandenem Lenkdifferenzwinkel und dem nach Ackermann berechneten idealen Differenzwinkel:

$$(\delta_{\text{innen}} - \delta_{\text{außen}}) / (\delta_{\text{innen}} - \delta_{\text{AM.außen}}) \cdot 100$$

Bemerkungen: Die Einhaltung der Ackermann-Gesetzmäßigkeit erhöht den Wendekreis, weil der Einschlagwinkel ($\delta_{\text{innen-max}}$) des Innenrades durch den Radkasten begrenzt ist (sonst müsste der Fußraum zur Seite hin stark eingeschränkt werden) und beim Vorderradantrieb die zulässigen Beugungswinkel des Antriebsgelenk den maximalen Lenkwinkel bestimmen. Deshalb wird eine Abweichung von 10 % bewusst in Kauf genommen, weil pro Grad Lenkfehler eine Wendekreisverkürzug von 0,1 m erreicht wird. Außerdem kann das weniger eingeschlagene Außenrad nur eine kleinere Seitenkraft übertragen [25].

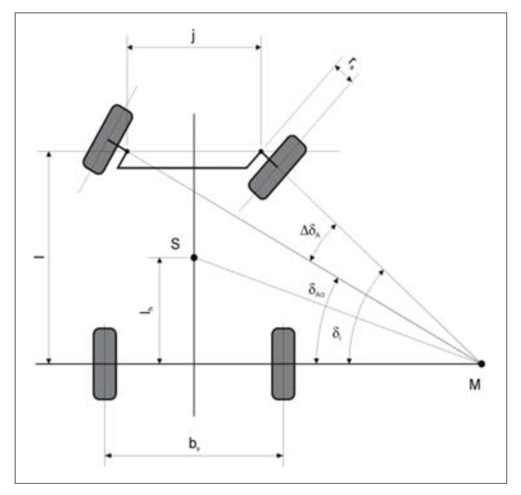


Bild 1-41: Ackermannwinkel δ_{AM}

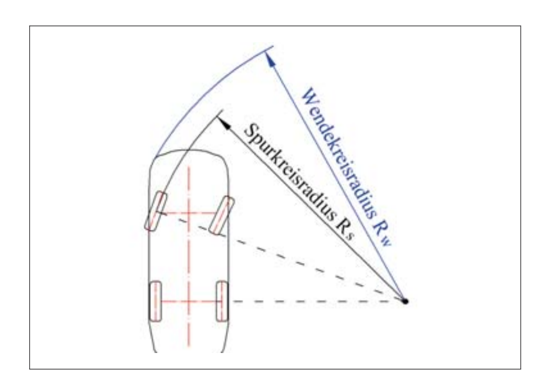


Bild 1-42: Wendekreis R_W , Spurkreis R_S

Wendekreis R_w (*turning radius, cercle de braquage*): der Kreisbogen, den die am weitesten nach außen vorstehenden Fahrzeugteile beim größten Lenkanschlag beschreiben (**Bild 1-42**).

Spurkreis R_S: der Kreisbogen, den der äußere Radaufstandspunkt beim max. Lenkanschlag beschreibt.
Ein kleiner Wendekreis verbessert die Manövrierfähigkeit des Fahrzeugs. Dazu muss der Radstand möglichst klein und der Lenkanschlag möglichst groß sein.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- 10 bis 12 m, jedoch abhängig von Radstand,
- Wendekreis/Radstand: 4,0 bis 4,2.

1.3.3.6 Kinematische Kenngrößen aktueller Fahrzeugsmodelle

Die **Tabelle 1-5** zeigt eine Auswahl der kinematischen Kennwerte aktueller Fahrzeuge und verdeutlicht die Unterschiede der ausgewählten Modelle. Da nicht alle Kenngrößen in der Literatur zu finden sind, sind viele Felder leer.

1.3.3.7 Raderhebungskurven

Die meisten der oben erläuterten kinematischen Kenngrößen sind nicht konstant sondern ändern sich entsprechend der kinematischen Auslegung mit dem Durchfedern und Lenken des Rades. Die sich damit ergebenden Radstellungsänderungen sind neben der Grundabstimmung des Fahrwerks in Konstruktionslage von besonderer Bedeutung für das Fahrverhalten in den unterschiedlichen Fahrbedingungen und bei Annäherung an den Grenzbereich. Die Radstellungsänderungen (Spurweite, Vorspur und Sturz) werden in als Raderhebungskurven bezeichneten Diagrammen als Funktion des Radhubes oder des Lenkwinkels dargestellt.

Kinematische Spuränderung – Optimierungskriterien für den Spurverlauf

Zur gezielten Beeinflussung des Lenkverhaltens werden bei vielen Fahrzeugen kinematische Spuränderungen beim Einfedern eingesetzt. Bei konzeptbedingt zum Übersteuern neigenden Fahrzeugen lässt sich die für die Fahrstabilität günstige Untersteuerungstendenz durch Optimierung der Spuränderung sicherstellen. Dazu werden die Radaufhängungen so ausgelegt, dass die Vorderräder beim Einfedern in die Nachspur und die Hinterräder in die Vorspur gehen. Bei Kurvenfahrt treten durch die Wankneigung des Aufbaus kinematische Spuränderungen auf, die gezielt das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beeinflussen [26]. An der Hinterachse sollen die Lenkwinkeländerungen beim Ein- und Ausfedern möglichst gering gehalten werden, da sich durch übermäßige Radstellungsänderungen das Geradeauslaufverhalten verschlechtern kann. Ein kinematisches Wanklenken der Hinterräder ist dann sinnvoll, wenn dadurch unerwünschte Lenkeffekte, z.B. durch Elastizitäten, kompensiert werden können. Bei der kinematischen Auslegung muss ein Optimum durch Zusammenwirken von Wank- und Elastizitätslenken gefunden werden (**Bild 1-43**).

Kinematische Sturzänderung – Optimierungskriterien für den Sturzverlauf

Gehen die Räder bei Kurvenfahrt in negativen Sturz, werden die Seitenkräfte an der Achse um die durch den Sturz zusätzlich übertragbaren Seitenkräfte erhöht und der Schräglaufwinkel nimmt ab. Diese Tendenz sorgt, bezogen auf das Gesamtfahrzeug, bei negativem Sturz an der Vorderachse für weniger und an der Hinterachse für mehr Untersteuern (**Bild 1-43**). Um eine gute Seitenführung zu erzielen, sollte durch Optimierung der Radaufhängungskinematik am kurvenäußeren Rad ein negativer Sturz entstehen. Dies bedeutet jedoch eine starke, negative Sturzänderung zum Aufbau, die bei Einfederungen in Geradeausfahrt mit Nachteilen wie Reifenverschleiß und Lenkungsunruhe verbunden sein kann.

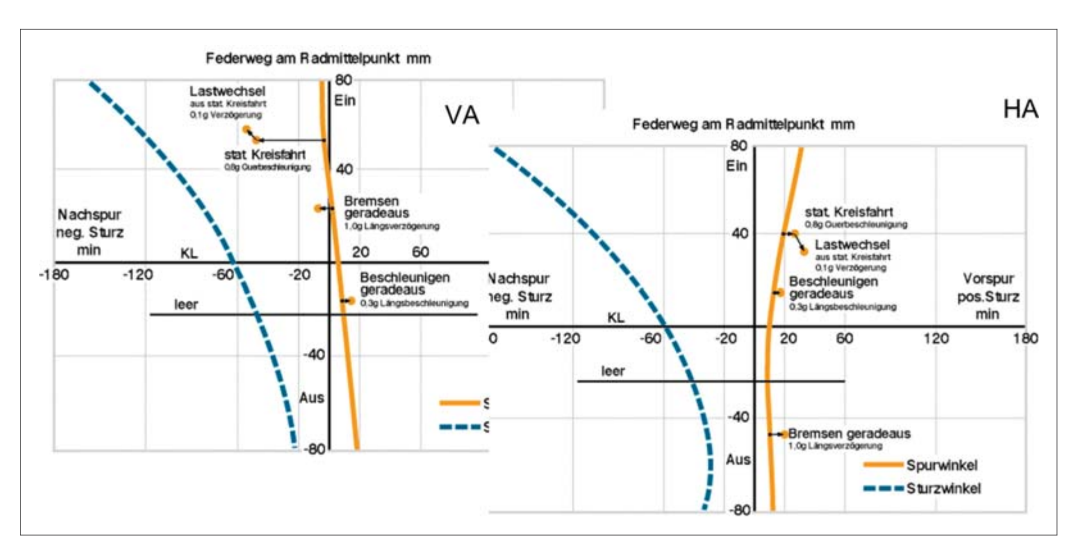


Bild 1-43: Spur- und Sturzänderung, abhängig von Radhub (Audi A4, Vorder- und Hinterachse)

Tabelle 1-5: Kinematische Kennwerte einiger ausgewählter europäischer Fahrzeugmodelle

Marke		BMW				Audi			Mercedes Benz					Opel		
Modell		3-er	5-er	7-er	X5	A4	A6	A8	A-Class	C-Class	E-Class	S-Class	M-Class	Astra	Vectra	Signum
Plattform		E90	E60	E65	E53	PL46	PL55	PL63	BR	BR	BR	BR	BR	T3000	Epsilo	Epsilo
FAHRZEUG	**Einheit**	2005	2003	2001	2001	2000	2002	2002	2003	2000	2002	1998	2004	2002	2002	2003
Radstand	mm	2760	2888	2990	2820	2660	2648	2948	2568	2715	2854	2965	2915	2614	2700	2830
Aussenabmessungen [Länge/ Breite/ Höhe]	mm	4520 / 1815 / 1420	4840 / 1845 / 1470	5040 / 1900 / 1490	4665 / 1870 / 1720	4585/ 1772/ 1428	4915 / 1855 / 1460	5050 / 1895 / 1440	3840 / 1765 / 1595	4525 / 1730 / 1430	4820 / 1820 / 1450	5045 / 1855 / 1450	4780 / 1911 / 1815	4250 / 1755 / 1460	4595 / 1800 / 1460	4635 / 1795 / 1460
GVW	kg	1525	1670	1895	2275	1300	1520	1670	1325	1535	1835	1735	2185	1230	1390	1490
Achslastverteilung	%	46	46	48	46	52	50	52	53	50	48	48		50	51	51
Zulässige Achslast VA	kg	935	1070	1295	1265	1130	1295	1395	935	1060	1165	1270	1550	870	1025	1135
Zulässige Achslast HA	kg	1085	1275	1410	1485	1030	1300	1285	845	1055	1240	1355	1800	860	980	1080
VORDERACHSE																
Technische Daten																
Achstype	-	McPherson	McPherson	McPherson	McPherson	Mehr Lenker	Mehr Lenker	Mehr Lenker	McPherson	McPherson	Mehr Lenker	Mehr Lenker	DQL	McPherson	McPherson	McPherson
Angetriebene Achse	-				●	●	●	●	●				●	●	●	●
Spurweite	mm	1500	1558	1578	1576	1527	1612	1628	1556	1505	1577	1574	1630	1488	1535	1524
Spurweitenänderung	mm/mm					0,20	0,20	0,20								
Vorspur pro Rad	min	7,00	4,00	5,00	9,00	10,00	9,00	5,00				16,00	16,20		0,00	
Vorspuränderung	min/mm					-0,21	-0,37	-0,16								
Einfederweg	mm	95	100	99		105	110	102		74		105	120		93	
Ausfederweg	mm	100	110	108		-90	-110	-113		100		100	110		89	
Lenkübersetzung	-					16,20	16,1	16		16,10		17,8				
Wendekreis	m	11,00	11,44	12,10	12,10	11,10	11,90	12,10	11,00	10,76	11,40	11,71	11,60	10,60	10,71	11,90
Rad Einpreßtiefe	mm	34,00	20,00	20-24	40					37,00		44	56			
Reifenradius	mm	291	300	341									335			
Spurkreis	m	10,46	10,70	11,31												
Radeinschlag innen	deg	41,08	34,01	41,00						43,10		42,60	40,99			
Radeinschlag außen	deg	33,30	43,37	33,00						34,10		33,70	34,94			
Kinematische Daten																
Stat. Spurwinkel	deg		0,13	0,17	0,30	0,33	0,30			0,17	0,33	0,35	0,27	0	0	0,00
Stat. Sturzwinkel	deg	-0,30	-0,20	-0,10	0,20	-0,65	-0,87	-0,93		-0,59	0,58	1,00	-0,53	0,50	1,00	1,03
Sturzänderung	/mm					-0,01	-0,01	-0,016								
Wankpolhöhe	mm	84,10	96,00	95,00						22,77			200,1			
Momentanzentrum	mm					75,4	71,9	78,2				110				
Bremsabstützwinkel	deg	3,90	3,06	3,41												
Anfahrabstützwinkel	deg															
Anfahrnickausgleich	%					10,1	9,4	2,8					-2,9			
Nachlaufwinkel	deg	7,09	7,85	8,11	7,10	3,50	3,2	3,5		10,98	10,70	9,20	5,82	4,00	3,40	2,73
Nachlaufstrecke	mm	19,70	27,98	26,00		23,40	23,1	24,3		33,14		31,7	34,43			
Nachlaufversatz	mm									-22,32		18	0			
Spreizungswinkel	deg	14,11	14,54	15,43		4,10	4,5	5,2		14,41		6	10,74			
Lenkrollradius	mm	6,10	2,00	0,00		-7,50	-1,7	1,8		-24,10		-0,63				
Spreitzungsversatz	mm															
Radlasthebelarm	mm	5,7	7,54	6,86												
Störkrafthebelarm An	mm	77,8	78,81			11	17,7	25,3		44,96		26,4				
Störkrafthebelarm Br	mm			88,10		11,20						26,4				
Schrägfederung	deg	1,00	1,37	1,48						-0,35		3,6	0,84			
HINTERACHSE																
Technische Daten																
Achstype	-	Mehr Lenker	Integr. Lenker	Integr. Lenker	Mehr Lenker	Trap.-Lenker	Trap.-Lenker	Trap.-Lenker	Parabel	Mehr Lenker	Mehr Lenker	Mehr Lenker	Mehr Lenker	Verb-Lenker	Mehr Lenker	Mehr Lenker
Angetriebene Achse	-	●	●	●	●		●	●		●	●	●	●			
Spurweite	mm	1513	1582	1582	1576	1520	1618	1615	1551	1476	1570	1575	1619	1488	1525	1525
Spurweitenänderung	mm/mm					0,40	0,40	0,30								
Vorspur pro Rad	min	9,00	9,00	9,00		10,00	9,00	12,00	15,60			20,00	12,60		14,00	
Vorspuränderung	min/mm		-0,031	0		0,09	0,05	0,12								
Max. Achslast	kg		1275	1410	4085	1030	1300	1285	845	1055	1240	1355	1800	860	980	1080
Einfederweg	mm		100	100		134	144	123	100			110	120		133	
Ausfederweg	mm		120	120		-76	-86	-99	-100			120	110		97	
Rad Einpreßtiefe	mm	34	20		40								56			
Reifenradius	mm	291	300										335			
Kinematische Daten																
Stat. Spurwinkel	deg		0,30	0,30	0,30	0,50	0,30			0,55	0,42	0,68	0,21	0,17		
Stat. Sturzwinkel	deg	-1,50	-2,00	-1,50	1,83	-1,17	-0,83	-1,25	1,5	1,40	1,07	1,10	-1,3	1,25	1,50	
Sturzänderung	/mm		-0,016	-0,018		-0,01	-0,01	-0,014								
Wankpolhöhe	mm	100	78,20	82,10									191,8			
Momentanzentrum	mm					115,1	114,3	105,6	280			108				
Bremsabstützwinkel	deg	22,20	21,50	22,40												
Bremsnickausgleich	%					16,5	16,6	0,4	60			50	40,18			
Anfahrabstützwinkel	deg	5,4														
Anfahrnickausgleich	%					49,7	51,3	50,9				70	7,05			
Schrägfederung	deg		6,60	6,50									1,71			

Tabelle 1-5: Kinematische Kennwerte einiger ausgewählter europäischer Fahrzeugmodelle (Fortsetzung)

Marke		VW				Ford			Toyota		Renault			Peugeout		
Modell		Polo	Golf	Pas sat	Tou- areg	Fiesta	Focus	Mon deo	Co- rolla	Aven- sis	Clio	Me- gane	Es- pace	307	407	807
Plattform		PQ24	PQ35	PQ46	PL 75	B2XX	C1	CD132	Corolla	Premio	B	C	M2S	PF1	PF2	PF8
FAHRZEUG	**Einheit**	2001	2003	2004	2002	2002	2004	2000	2004	2003	2005	2002	2002	2001	2003	2002
Radstand	mm	2460	2578	2709	2855	2486	2640	2754	2750	2700	2472	2686	2803	2608	2725	2823
Aussenabmessungen [Länge/ Breite/ Höhe]	mm	3895 / 1650 / 1460	4205 / 1760 / 1485	4765 / 1820 / 1470	4755 / 1930 / 1725	3915 / 1680 / 1460	4340 / 1840 / 1490	4730 / 1810 / 1460	4260 / 1710 / 1610	4630 / 1760 / 1480	3775 / 1640 / 1420	4210 / 1775 / 1455	4660 / 1965 / 1730	4200 / 1745 / 1510	4675 / 1810 / 1445	4730 / 1850 / 1750
GVW	kg	980	1154	1343	2175	1137	1230	1490	1420	1245	915	1220	1740	1200	1400	1570
Achslastverteilung	%	55	53	52	47	52	51	52	50	50	43	52	50	50	54	50
Zulässige Achslast VA	kg	940	1060	1340	1490	860	1000	1090	1140	1020	720	1060	1420	1065	1200	1290
Zulässige Achslast HA	kg	760	930	1220	1650	780	965	1000	1140	1020	950	975	1410	1065	1010	1300
VORDERACHSE																
Technische Daten																
Achstype	-	McPhe rson	McPhe rson	McPhe rson	DQL	McPhe rson	McPhe rson	McPhe rson	McPhe rson	McPhe rson	McPhe rson	McPhe rson	McPhe rson	Mehr Lenker	DQL	McPhe rson
Angetriebene Achse	-	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Spurweite	mm	1435	1539	1552	1653	1478	1535	1522	1505	1505	1406	1518	1574	1513	1560	1570
Spurweitenänderung	mm/mm															
Vorspur pro Rad	min															
Vorspuränderung	min/mm															
Einfederweg	mm															
Ausfederweg	mm															
Lenkübersetzung	-															
Wendekreis	m	10,60	10,90	11,40	11,60	10,30	10,70	11,10	10,30	11,5	10,30	10,50	11,30	11,10	12,00	12,30
Rad Einpreßtiefe	mm	35,00														
Reifenradius	mm	165/ 14														
Spurkreis	m															
Radeinschlag innen	deg															
Radeinschlag außen	deg															
Kinematische Daten																
Stat. Spurwinkel	deg	0,00	0		0,17	0,30		0,00	0,17	0,1	0,17	0,17	0,00	0,30	0,00	0,30
Stat. Sturzwinkel	deg	0,47	0,5		0,17	0,73		0,55	0,53	0,57				0,00	0,58	0,00
Sturzänderung	/mm															
Wankpolhöhe	mm															
Momentanzentrum	mm															
Bremsabstützwinkel	deg															
Anfahrabstützwinkel	deg															
Anfahrnickausgleich	%															
Nachlaufwinkel	deg	4,47	7,57		8,58	3,42		2,65	2,88	2,9				5,30	5,42	3,50
Nachlaufstrecke	mm	30,00														
Nachlaufversatz	mm															
Spreizungswinkel	deg				10,75				12,28	12,45				11,78	8,42	12,40
Lenkrollradius	mm	-17,00														
Spreitzungsversatz	mm															
Radlasthebelarm	mm															
Störkrafthebelarm An	mm															
Störkrafthebelarm Br	mm	45,00														
Schrägfederung	deg															
HINTERACHSE																
Technische Daten																
Achstype	-	Verb- Lenker	Mehr Lenker	Mehr Lenker	Mehr Lenker	Verb- Lenker	Mehr Lenker	DQL	Verb- Lenker	DQL	Tor- sion	Verb- Lenker	Tor- sion	Mehr Lenker	Mehr Lenker	Verb- Lenker
Angetriebene Achse	-				●											
Spurweite	mm	1425	1528	1551	1665	1444	1531	1537	1495	1510	1385	1514	1556	1510	1525	1548
Spurweitenänderung	mm/mm															
Vorspur pro Rad	min															
Vorspuränderung	min/mm															
Max. Achslast	kg	760	930	1220	1650	780	965	1000	1140	1020	750	975	1410	1065	1010	1300
Einfederweg	mm															
Ausfederweg	mm															
Rad Einpreßtiefe	mm	35														
Reifenradius	mm															
Kinematische Daten																
Stat. Spurwinkel	deg	0,35	0,28		0,17	0,52		0,28	0,18	0,3	0,67	0,67	0,67	0,90	0,00	0,77
Stat. Sturzwinkel	deg	1,42	1,98		1,00	1,03		1,20	1,45	0,9	0,77	1,50	0,72	1,25	0,00	1,00
Sturzänderung	/mm															
Wankpolhöhe	mm															
Momentanzentrum	mm															
Bremsabstützwinkel	deg															
Bremsnickausgleich	%															
Anfahrabstützwinkel	deg															
Anfahrnickausgleich	%															
Schrägfederung	deg															

Fahrzeuge mit Heckantrieb, die unter Einfluss von Antriebskräften konzeptionell zum Übersteuern tendieren, weisen in der Regel negative Sturzwinkel an den Hinterrädern auf. Zur Erhöhung der Untersteuertendenz sind daher nur geringe kinematische Sturzänderungen erforderlich, wenn in der Konstruktionslage bereits relativ große negative Sturzwinkel vorgesehen wurden [27].

1.3.3.8 Software zur Radkinematikberechnung

Da die Radaufhängung eine definierte kinematische Kette darstellt, lässt sie sich mit bekannten mathematischen Ansätzen exakt beschreiben. Ein mit Hilfe der von Matschinsky [12] aufgestellten Vektorrechnungen geschriebenes Excel-Programm „ABE“ ist in Abschnitt 6.5.5.1 ausführlich erläutert [28].

1.3.4 Elastokinematik und Bauteilelastizitäten der Radaufhängung

Bisher wurden die Gelenke und Lenker ohne Elastizitäten berücksichtigt. Im Fahrwerk werden jedoch gern statt starrer Drehlager, elastische Gummilager eingesetzt, die der Radaufhängung gewisse Nachgiebigkeiten verleihen, die zum Abbau der niederfrequenten Stoßkräfte und zur Isolierung des Körperschalls dienen (s. Abschnitt 4.2).

Die erwähnten Längsstöße erfordern für eine komfortable Auslegung eine elastische Längsfederungen bis zu ±15 mm. Ein Großteil dieser Elastizität wird durch die Gummilager in den Lenkern und Achsträgern erreicht. Ein kleiner Anteil ergibt sich durch die Elastizitäten der Lenker unter Belastung. Dagegen erlaubt die gewünschte steife Auslegung in der Querrichtung nur geringe Gummilager- und Lenker-Elastizitäten.

Diese Elastizitäten verändern die zwangsläufigen Bewegungen der kinematischen Kette, abhängig von der Höhe der entstehenden Kräfte. Die Berechnung und Optimierung der Radaufhängung unter Berücksichtigung der Elastizitäten und Kräfte nennt man **Elastokinematik**. Darunter versteht man die sorgfältige Abstimmung der Elastizitäten aller Komponenten der Aufhängung (Gelenke und Lenker) und der betroffenen Fahrwerk- (Achsträger) und Aufbauteile (Karosseriesteifigkeit). Das Ziel der Elastokinematik ist, die durch die Elastizitäten entstehenden Verformungen unter äußerer Belastung zu kompensieren oder diese sogar in gewünschte Bewegungen umzuwandeln [12]. Da die Eingangsgrößen nicht nur Radhub und Lenkwinkel sind, sondern auch von der Belastung und dem Fahrmanöver abhängen, lässt sich die Elastokinematik nicht mehr mit relativ einfachen Excel-Programmen berechnen. Dazu werden MKS-Programme (Mehr-Körper-Simulation) wie ADAMS oder SIMPAC eingesetzt. Obwohl die Gummilager seit den 30er Jahren im Fahrwerk zu finden sind, ist eine genaue mathematische Analyse und Simulation der Elastokinematik durch nichtlineare Simulationsprogramme erst seit den 70er Jahren möglich.

Die elastokinematische Auslegung der Radaufhängung beginnt beim ersten Entwurf der Radaufhängungskinematik [12]. Durch die Elastokinematik lässt sich nicht nur der Fahrkomfort sondern auch das Fahrverhalten deutlich verbessern, indem die Kenngrößen wie Spur, Sturz, Wankpol, Brems- und Antriebsnickausgleich etc. durch die Federraten der Gummilager beeinflusst werden. Ein Beispiel dazu zeigt das **Bild 1-44**.

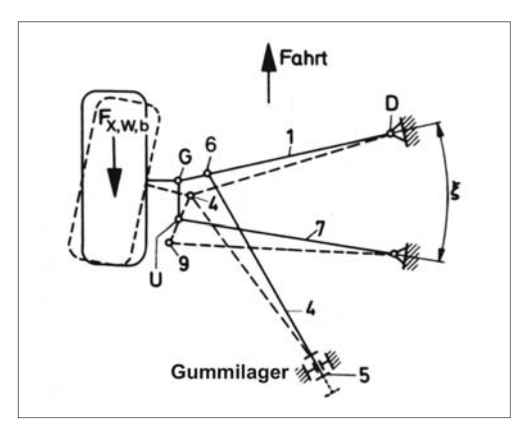


Bild 1-44: Kinematikänderungen durch das Lager Nr. 5

Es sind also nicht nur die lokalen Elastizitäten an den Gummilagern, die die Elastokinematik bestimmen, sondern auch die Nachgiebigkeiten der Lenker und Achsträger unter Last. Wenn diese steif genug ausgelegt werden, sind sie meist zu groß, schwer und teuer. Deshalb ist eine Optimierung aller Bauteile nach Steifigkeit und Spannung (FEM-Analyse) unumgänglich.

Wenn die Lenker nur auf Druck und Zug belastet werden (2-Punkt-Lenker ohne Versatz), können sie in der Regel als starr betrachtet werden. Wenn dagegen Biegung bzw. Torsion auftritt, dann können sie, wegen deutlich höheren Nachgiebigkeiten nicht mehr als starr angenommen werden.

Bild 1-45 zeigt einen Unterschied von 40 % an der berechneten Sturzänderung einer Achse, wenn diese mit und ohne Radträgerelastizität mit ADAMS-Flex bzw. ADAMS-Car simuliert wird.

Zu beachten ist auch das Alterungsverhalten des Gummis, das sich mit der Zeit setzt und verhärtet, während die Metallteile ihre Elastizität beibehalten. Gummilager sind sehr gut für die Schwingungsisolation geeignet, weil die Materialdämpfung von Gummi erheblich höher ist als von Metall.

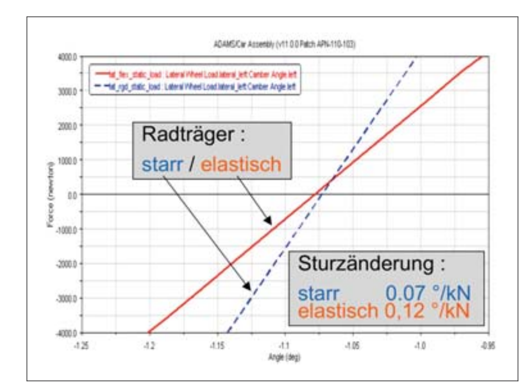


Bild 1-45: Sturzänderungen mit und ohne Berücksichtigung der Radträgerelastizität

Es ist einleuchtend, dass bei einer Mehrlenkeraufhängung mit fünf Stablenkern die Bauteilsteifigkeiten kaum eine Rolle spielen. Dazu kommt der Vorteil, dass diese Aufhängung mit den fünf voneinander unabhängigen Lenkern sich für eine optimale elastokinematische Abstimmung am besten eignet.
In den Lastenheften für das Fahrwerk werden deshalb auch Zielwerte für die von den Steifigkeiten abhängige Kenngrößenveränderungen pro einwirkender Kraft (mm /kN, Grad/kN) angegeben. Diese sind:

- Längsfederung beim Bremsen, Rollen in mm/kN,
- Längsfederung beim Stoß in mm/kN,
- Spuränderung beim Bremsen, Rollen in °/kN,
- Radquernachgiebigkeit in mm/kN,
- Spur- und Sturzänderung bei Querbelastung in °/kN.

Ausgehend von diesen Zielwerten werden die notwendigen Nachgiebigkeiten an den Gummilagern, Kugelgelenken und Lenkern bestimmt. Diese Zielwert Kaskadierung wird meist iterativ durchgeführt. Mit Optimierungsprogrammen kann diese Aufteilung automatisch berechnet werden, und zwar so, dass die Lenker Gewichte minimal bleiben [29].

1.3.5 Zielwerte für die Kenngrößen

Vor der Fahrwerkauslegung werden für diese kinematischen Kenngrößen quantitative Zahlen als Zielwert zugeordnet, die dann während der Auslegung (Synthese) zu erreichen sind. Sie sind abhängig von dem gewählten Fahrzeugkonzept, der Fahrzeugklasse und dem Aufhängungskonzept. Diese Zielwerte sind die Ergebnisse der eigenen Erfahrungen oder Werte, die aus den Messungen der Wettbewerbsfahrzeuge gewonnen sind. Entsprechen die Kenngrößen der Aufhängung diesen Werten, so zeigt die Erfahrung, dass dann auch die oben genannten Anforderungen an das Fahrwerk weitgehend erfüllt werden. **Tabelle 1-6** zeigt beispielhaft die Zielwerte für ein Auto der oberen Mittelklasse mit McPherson-Frontachse, Quermotor, Mehrlenker-Hinterachse und Allradantrieb.

Tabelle 1-6: Radaufhängung: Zielwerte für einen Pkw der oberen Mittelklasse (Beispiel) in Konstruktionslage

Kenngrößen	Einheit	Vorderachse	Hinterachse
Spurbreite	mm	1564	1554
Ausfederung	mm	85	100
Einfederung	mm	100	130
Spur/Rad	°	–0,2	–0,2
Sturz	°	–1	–0,8
Spreizung	°	8 ... 15	–
Nachlaufwinkel	°	4 ... 5	–
Nachlauf-Versatz	mm	35 ... 60	–
Lenkrollradius	mm	–15 ... +5	–
Nachlauf	mm	12 ... 15	–
Bremsnickausgleich	%	15 ... 40	> 70
Spuränderung	min/mm	–0,24	0,06
Sturzänderung	min/mm	–0,9	0,1 ... 0,15
Nachlaufänderung	´/mm	0 ... 0,6	0 ... 0,6
Wankpolhöhe	mm	50 ... 80	80 ... 120
Aufbau Federrate	N/mm	20 ... 22	18 ... 20
Federrate	N/mm	23 ... 25	20 ... 23
Reifenfederrate	N/mm	200 ... 250	200 ... 220
Wankrate	N/mm	600 ... 900	700 ... 800
Längselastizität Br.	mm/kN	4 ... 8	8 ... 16/g
Stabilisatoranteil	%	< 50	< 50
Längselastizität Ro.	mm/kN	3 ... 4	4 ... 10/g
Längsspurelast. Br.	°/kN	0,1 ... 0,2	0,05
Längsspurelast. Ro.	°/kN	0 ... 0,5	0,03
Rad-Querelastizität	mm/kN	< 2,0	< 1,5
Spur-Querelastizität	°/kN	–0,08	0,01
Sturz-Querelastizität	°/kN	< 0,3	< 1,0

Br.= beim Bremsen, Ro.= beim Rollen, /g = per g statt kN

1.3.6 Synthese der Radaufhängungen

Neben den im Abschnitt 1.3.1 erwähnten Anforderungen, spielen bei der Synthese der Aufhängung auch weitere, nicht immer ausdrücklich festgeschriebene Gesichtspunkte eine wichtige Rolle; Maßstäbe und Trends, die durch den Wettbewerb gesetzt sind, Firmentradition und Erfahrung mit den Vorgängermodellen, die Weiterentwicklung der Antriebsaggregate des Vorgängermodells, verfügbare Fertigungseinrichtungen, Möglichkeiten der Fertigungskontrolle, aber auch neue Aufgabenstellungen und Erkenntnisse, denen das Vorgängerkonzept nicht entsprechen kann.

Obwohl der Fahrzeugkäufer von seinem neuen Auto ein komfortables und sicheres Fahrverhalten erwartet, bleibt ihm der technische Aufwand, wie das Fahrwerk selbst, vor seinen Augen verborgen [12]. Er ist deshalb nicht bereit, eine fahrwerktechnisch gute, innovative aber leider auch teurere Lösung genauso gut zu honorieren wie z.B. die innere oder äußere Ausstattung. Die Vorhaben der Fahrwerkentwicklung kollidieren zudem regelmäßig mit denen anderer Bereiche, wenn es um die Verteilung des Einbauraumes, die Festlegung der Montagesequenzen und Entwicklungsressourcen geht. Daher wird oftmals das Fahrwerkkonzept des Vorgängermodells mit notwendigen Änderungen und Optimierungen weitergeführt (Anpassung an den Stand der Technik).

Unter der Synthese der Aufhängung ist nun (entsprechend den Anforderungen, dem ausgewählten Konzept, der Zielwerte für die Kenngrößen) die Festlegung aller für die Fertigung notwendige Angaben zu verstehen. Diese sind:

- Festlegung des Bauraums,
- Festlegung der Kinematikpunkte,
- Festlegung der Gummilagerfederraten,
- Festlegung der Kräfte, Wege, Winkel,
- Festlegung der notwendigen Steifigkeiten,
- Festlegung der Werkstoffe, Fertigungsverfahren,
- Festlegung der Bauteilquerschnitte,
- Sicherstellung des kollisionsfreien Verlaufs aller Bauteile mit Sicherheitsabstand,
- Optimierung der Gewichte,
- Festlegung der Toleranzen,
- Festlegung der Oberflächenbeschichtungen,
- Festlegung der Verbindungen, Verschraubungen und Anziehmomente.

Viele dieser Punkte werden in den folgenden Kapiteln behandelt. An dieser Stelle wird nur auf einige der wichtigsten konstruktiven Auslegungskriterien hingewiesen [30]:

- Entkopplung von Funktionen, um die sich gegenseitig beeinflussenden Anforderungen unabhängig voneinander optimieren zu können,
- Stetigkeit aller Abläufe sichern, nach Möglichkeit auf die Linearität der Systemeigenschaften achten,
- hohe Struktursteifigkeit der Anbindungspunkte gewährleisten; die gewünschten Nachgiebigkeiten und Isolationen durch die Gummilager und nicht durch metallische Radaufhängungsbauteile realisieren,
- Robustheit gegenüber fertigungs- oder einsatzbedingter Parameterschwankungen sicherstellen,
- nur die für die Serientauglichkeit geprüft und freigegebenen Innovationen verwenden,
- möglichst kleine Teileanzahl, einfache Bauteilgeometrien und niedrige Gewichte anstreben,
- Kosten/Nutzen Verhältnis berücksichtigen.

Literatur

[1] *Fecht, N.*: Fahrwerktechnik für PKW, Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004

[2] *Ersoy, M.*: Konstruktionskataloge für PKW Leichtbauachsen. HdTEssen, Fahrwerktechnik in München am 6/7 Juni 2000

[3] *Arkenbosch; Mom; Neuwied*: Das Auto und sein Fahrwerk, Band 1, Stuttgart: Motorbuch, 1992

[4] *Gillespie, T. D.*: Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale: SAE, 1992

[5] *Dixon, J. C.*: Tires, Suspension, Handling, Warrendale: SAE, 1996

[6] *Schönfeld, M.*: Die Geschichte des Automobils. Internet: www.learnline.de, 2005

[7] Automobil Industrie Jubiläumsausgabe. Würzburg: Vogel, AI 6, 2005

[8] *Breuer*; *Bill*: Bremsenhandbuch, Wiesbaden: Vieweg, 2004

[9] *Dixon, John*: Shock Absorber Handbook, Warrendale: SAE, 1999

[10] *Braess/Seiffert*: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Wiesbaden: Vieweg, 2001

[11] *N.N.*: Automobil Revue 101 (2006), S. 136

[12] *Matschinsky, W.*: Radführungen der Straßenfahrzeuge, Berlin, Heidelberg: Springer, 1998

[13] *Preukschaeid, A.*: Fahrwerktechnik: Antriebsarten, Würzburg: Vogel, 1988

[14] Sonderausgaben von ATZ und MTZ über die neuen Automobilmodelle 2000 bis 2005. Wiesbaden: Vieweg Verlag

[15] Spezialausgaben der Automobil Industrie über die neuen Automobilmodelle 2000-2005. Würzburg: Vogel-Verlag

[16] *N. N.*: Frankfurter Concept Car, Crossover Studie der Firmen Karman und ZF in IAA, 2005

[17] *N. N.*: Alle neuen Modelle 2006. In: Auto-Zeitung, Nr. 24, 16.11.2005, S. 87

[18] *Priemer, B.*: Trend-Wetter. In: Auto-Motor-Sport, S. 72–73 8/2003

[19] *Bostow, D.*; *Howard, G.*; *Whitehead, J. P.*: Car Suspension and Handling. In: SAE International, Warrendale: SAE 2004

[20] *Bleck, U. N.*: Fahrzeugeigenschaften, Fahrdynamik und Fahrkomfort. In ATZ/AMZ, Sonderausgabe März 2004, S. 76-78, Wiesbaden: Vieweg, 2004

[21] *Heißing, B.*: Grundlagen der Fahrdynamik. Seminar, Haus der Technik, Berlin, 2002

[22] *Piepereit*: Fahrwerk und Fahrsicherheit. Vorlesungsumdruck, FH Osnabrück, 2003

[23] *Wallentowitz, H.*: Quer- und Vertikaldynamik von Fahrzeugen. Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge 1, IKA Aachen, FKA-Verlag, 1998

[24] *Volmer, J.*: Getriebetechnik, Leitfaden. Berlin: VEB Verlag Technik, 1974

[25] *Stoll, H.*: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Würzburg: Vogel, 1992

[26] *Elbers, C.*: Mathematische Abbildung von Kinematik und Elastokinematik aus Prüfstandsmessung. Dissertation RWTH Aachen, IKA. Aachen, D 82, 2001

[27] *Zomotor, A.*: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Auflage. Würzburg: Vogel, 1991

[28] *Ersoy, M.*: Neue Entwicklungswerkzeuge für PKW-Achsen. Haus der Technik Essen: Fahrwerktechnik. München am 3./4. Juni 2003

[29] *Taboada, F.*: Automatisierte Targetkaskadierung. Dissertation FH Berlin, 2006

[30] *Gies, S.*: Entwicklungsschritte bei der Realisierung einer Hinterachse. HdT-Seminar, 24.11.1998, Essen